

TECHNIKA MORZA I WYBRZEŻA



ORGAN NACZELNEJ ORGANIZACJI TECHNICZNEJ

ROK V SIERPIEŃ - WRZESIEŃ NR 8-9

Technika Morza i Wybrzeża

ORGAN NACZELNEJ ORGANIZACJI TECHNICZNEJ

MIESIĘCZNIK POŚWIĘCONY ZAGADNIENIOM BUDOWNICTWA MORSKIEGO, OKRĘTOWEGO I ŻEGLUGI

Rok V | **Sierpień - Wrzesień 1950** | **Nr 8-9**

Inż. Witold Tubielewicz
(Prof. Politechniki Gdańskiej)

ZAGADNIENIA OCEANOGRAFII W NAUCE POLSKIEJ*)

(Referat nadesłany na I Polski Kongres Nauki — Sekcja Nauk o Ziemi — Podsekcja Geofizyki)

Uwagi wstępne. Oceanografia biologiczna. Oceanografia fizyczna. Oceanologia dynamiczna. Wnioski.

UWAGI WSTĘPNE

Oceanografia obejmuje obecnie bardzo szeroki zakres zagadnień, które w wielu wypadkach tworzą oddzielne gałęzie nauki o morzu, albo wiążą się z naukami pokrewnymi. Z ogólnych tematów oceanografii wydzielają się dzisiaj jako odrębne gałęzie: geologia, geografia, dynamika, biologia, fizyka i chemia morza. Pokrewnymi dziedzinami stają się: meteorologia, geomorfologia, hydromechanika, geologia i inne.

Udział Polski w nauce oceanografii jest dotychczas zupełnie nieznaczny, jednak przejawiające się w poszczególnych ośrodkach stałe, lub dorywcze poczynania w zakresie tej nauki każą zwrócić baczną uwagę na nią, celem pokierowania jej rozwojem, zgodnie z naszymi potrzebami gospodarczymi w zmienionej sytuacji politycznej i ekonomicznej Polski po drugiej wojnie światowej.

W związku z wejściem Polski na brzeg morski frontem o długości 500 km, zwiększył się teren zainteresowań oceanografii polskiej, obejmując znaczną część południowego Bałtyku. Badania oceanograficzne stały się pełnomorskimi, gdy dawniej były przybrzeżnymi, tematyka i zakres prac rozszerzyły się samorzutnie.

Po wojnie powstały dwa ośrodki, zajmujące się zagadnieniami oceanografii — Stacja Morska Morskiego Instytutu Rybackiego oraz Katedra Budownictwa Morskiego i Portów Politechniki Gdańskiej. Oba te ośrodki traktują jednak oceanografię jako zagadnienie pomocnicze do zagadnień specjalnych, jakimi są dla Morskiego Instytutu Rybackiego biologia morza, rozpatrywana pod kątem rybołówstwa, dla Katedry zaś — dynamika morza.

*) Na podstawie materiałów dr K. Łomniewskiego i własnych autora.

Zagadnienia oceanografii zaczęły występować również w pracach PIHM, Działu Badań Naukowo-Technicznych Państwowego Biura Projektów Budownictwa Morskiego (Min. Żeglugi), przekształconego ostatnio w Morski Instytut Techniczny, w pracach Komisji Budownictwa Morskiego Polskiego Komitetu Normalizacyjnego i Podkomisji Słownictwa Morskiego tegoż Komitetu. Prace związane z tymi zagadnieniami wyrażają się pewną liczbą artykułów, bądź to ogłoszonych na łamach czasopism „Gazeta Obserwatora P.I.H.M.", „Technika Morza i Wybrzeża", „Wszechświat", bądź też nie ogłoszonych i pozostających w archiwach wymienionych instytucyj. Są one raczej wstępnymi przejawami budzącej się myśli niż twórczymi wynikami włożonej pracy. Poniżej dokonamy krótkiego przeglądu dotychczasowych osiągnięć.

OCEANOGRAFIA BIOLOGICZNA

Morski Instytut Rybacki w Gdyni (M.I.R.) prowadzi badania nad biologią środowiska morskiego. Inne działy oceanografii występują tu tylko jako zagadnienia drugorzędne, o ile są związane z życiem morza i zagadnieniami rybackimi. Inaczej mówiąc, M.I.R. zajmuje się nimi tylko w granicach wpływu ich na kształtowanie się życia morza, ze specjalnym uwzględnieniem potrzeb rybołówstwa morskiego, a więc ogranicza się do stwierdzania faktów, nie podejmując analizy poszczególnych procesów wód oceanu światowego. Nie posiada też laboratorium, ani dostatecznie wyposażonego statku badawczego do tych celów. M.I.R. prowadzi swe badania przy pomocy statku badawczego M/s „Michał Siedlecki".

Pierwsze ogłoszone prace polskie z dziedziny biologii morza w nawiązaniu do potrzeb rybołówstwa wyszły właśnie z tej pracowni. Do nich należy: „Życie Morza" — dr Demela, „Ryby Morskie" — dr. Siedleckiego, „Rybołówstwo Morskie" — dr. J. Kulikowskiego oraz „Kalendarz Rybacki".

OCEANOGRAFIA FIZYCZNA

Państwowy Instytut Hydrologiczno-Meteorologiczny (P.I.H.M.), Oddział Morski, prowadzi obserwacje hydrometeorologiczne na wybrzeżu bałtyckim. W zakres jego prac wchodzą obserwacje: wiatrów, stanu morza, poziomu morza, zasolenia, zlodzenia, zamglenia, zachmurzenia. Ostatnio P.I.H.M. rozszerza swój zakres obserwacji na obszar morski, organizując stałe ekipy morskie, korzystając z pomocy statków hydrograficznych Urzędu Morskiego i innych. Dotychczas prace P.I.H.M. były zasadniczo obserwacyjnymi, mniej zaś badawczymi, choć dążeniem jego jest również wyciąganie wniosków z obserwacyj. P.I.H.M. nie posiada laboratoriów, ani statków badawczych dla potrzeb badań oceanograficznych.

Przeglądając prace P.I.H.M. można stwierdzić, że występują w nich zagadnienia dotyczące prawie wszystkich działów oceanografii.

Badanie poziomów morza

Polskie obserwacje wodostanów prowadzone były od r. 1931 w ramach prac P.I.H.M. na 6 stacjach (w tym na 1 stacji mareograficznej w Gdyni, czynnej od 1931 r.). Publikacja tych obserwacyj za lata 1931—1938 jest obecnie na ukończeniu.

Z dziedziny tej mamy dotychczas tylko jedną polską publikację dr. K. Demela, pt. „Wahania poziomu morza przy Helu w uzależnieniu od przebiegu wiatrów" („Kosmos" 59, 1934 r.). W pracy tej autor opiera się na materiale obserwacyjnym zaledwie z 2 lat (1930—1931), podaje maksymalną amplitudę 170 cm, udowadnia przemożną rolę wiatru w wywoływaniu wahań poziomu wód, uzasadnia ponadto zależność wahań poziomu Bałtyku od wymiany wód z Morzem Północnym i podkreśla wpływ innych jeszcze czynników.

Zazwyczaj studia nad wahaniem poziomu wód opierają się na materiale z wieloletnich obserwacyj. Dla przykładu podamy, że kilkudziesięcioletnie obserwacje wykazały amplitudę wahań o wiele większą: w Świnoujściu do r. 1940 amplituda wynosiła 321 cm, w Kołobrzegu 340 cm, w Ustce 271 cm, w Gdańsku 269 cm.

Wahania poziomu wód, szczególnie ważne dla budownictwa morskiego i portów, są jednym z najpilniejszych tematów do opracowania. Zadanie to ułatwia fakt, że dysponujemy obserwacjami z lat 1901—1940 i 1946—1949. Zbieranie materiału obserwacyjnego do druku „Morskiego Rocznika Hydrologicznego" jest obecnie w stadium realizacji w P.I.H.M.

Specyficznym zagadnieniem są wahania poziomu wód na zalewach. W delcie Wisły poldery Żuław uwrażliwione są na zmiany poziomu wód na Zalewie Wiślanym. Opracowanie tych zmian przez studium hydro-meteorologiczne Zalewu stworzy podstawy do technicznego zabezpieczenia rejonu depresyjnego i opracowania prognoz hydro-meteorologicznych, uprzedzających o grożącym niebezpieczeństwie na Żuławach.

Zlodzenie

Zjawiska zlodzenia nie były dotychczas tematem specjalnych studiów, ani opracowań opartych na materiale oryginalnym. Wprawdzie do 1939 r. istniały 3 stacje (Gdynia, Hel, Rozewie) obserwacyj stanu zlodzenia dla użytku żeglugi, ale ograniczały się one do podawania zaobserwowanych zjawisk lodowych według bałtyckiego klucza lodowego.

W polskiej literaturze mamy 2 publikacje poświęcone zlodzeniu Bałtyku, jedna F. Szyflińskiego: „Zjawiska zamarzania u polskiego Wybrzeża Bałtyku" (Pr. Kom. Mat. Przyr. T.P.N., Poznań 1922) i druga — M. Czekańskiej: „Zlodzenie Bałtyku" („Przegląd Geogr.", 1937) poświęca zlodzeniu trzeci rozdział.

Obie powyższe prace opierają się na materiale statystycznym, bez studiów w terenie, i dlatego, poza podaniem niektórych rodzajów lodów, częstotliwości ich występowania i nasilenia, nie dają one wglądu we właściwy przebieg zjawisk.

Po ostatniej wojnie liczba punktów obserwacyjnych na wybrzeżu powiększyła się do 9 (Gdańsk, Gdynia, Hel, Rozewie, Ustka, Jarosławiec, Kołobrzeg, Świnoujście, Szczecin), ale nie zmieniła się dotychczasowa metoda, ani zakres prowadzenia obserwacyj.

Temperatura

W okresie przedwojennym polskie obserwacje termiczne rozpoczął dr. K. Demel w r. 1926 na Helu i prowadził je do r. 1935. Wyniki obserwacyj opublikował on w 8 kolejnych pracach pt. „Z pomiarów termicznych Bałtyku". Dr Demel zgromadził ok. 5.000 obserwacyj dotyczących termiki wód Półwyspu Helskiego. Zależności temperatury od usłonecznienia poświęcił dr. Demel pracę: „Usłonecznienie i termika morza przy Helu w latach 1932—1936" („Archiwum hydro-biologii i rybactwa", tom XI, 1938).

Pomiarów temperatury i zasolenia Zatoki Gdańskiej dokonywał dr. Borowik w latach 1928—1929, publikując wyniki w rozprawie pt.: „Kilka przyczynków stwierdzających oddziaływanie Wisły na stosunki w Zatoce Gdańskiej" („Kosmos", tom 55, zesz. III—IV, 1930).

Termiką wód zajmował się również St. Kijowski, ogłaszając wyniki swych obserwacyj w pracy „Charakterystyka Zatoki Gdańskiej pod względem hydrologicznym" („Wiad. Meteor. i Hydrogr.", 1938, Nr 4—9).

Od 1933 r. Obserwatorium Morskie P.I.M. w Gdyni rozpoczęło codzienne obserwacje temperatury i zasolenia powierzchniowych wód morskich na trzech stacjach (Gdynia, Hel, Rozewie). Były to pierwsze stałe i codzienne obserwacje temperatury i zasolenia wód przybrzeżnych, dokonywane przez obserwatorium polskie. Następnie Obserwatorium Morskie założyło 5 stacyj na przekroju Gdynia—Hel, badając do głębokości 60 m temperaturę wody, zasolenie, kierunek i szybkość prądów, przezroczystość i kolor wody. Obserwacje te nie zostały ogłoszone. Niezależnie od tych stałych obserwacyj, statki handlowe lub szkolne dokonywały szeregu pomiarów na wodach Bałtyku.

W okresie powojennym przystąpiono ponownie do organizowania służby hydro-meteorologicznej. P.I.H.M. założył 10 stacyj badań temperatury wód powierzchniowych. Brak termografów do pomiarów wahań temperatury na różnych poziomach uniemożliwia prowadzenie tych pomiarów. M.I.R. prowadził badania z zakresu termiki dla potrzeb rybołówstwa. Notatki dotyczące tych obserwacyj za lata 1941—1948 zostały ogłoszone przez Głomińską w „Annales biologiques", rok III, 1948, i nadal są nadsyłane do Kopenhagi dla „Conseil permanent international pour l'exploration de la mer". Materiał przygotowany przez Głomińską obejmuje okres do października 1949 r. Inż. B. Wojnicz i J. Chmiecik z kilku rejsów odbytych na M/s „Zodiak" w rejonie Głębi Gdańskiej, Rynny Słupskiej i Głębi Bornholmskiej opracowali materiał badawczy, oddany do druku przez inż. Wojnicza.

Skład chemiczny wody

Badania składu wody morskiej, a więc zasolenia, gęstości i stratyfikacji, prowadzone były przed wojną głównie przez pracowników Stacji Morskiej. Pracami tymi zajmowali się St. Kijowski, dr. Borowik (który wygłosił na 3 Konferencji Hydrograficznej Państw Bałtyckich referat pt. „Salinity variations in the Gulf of Danzig") oraz kpt. Dłuski.

Po wojnie skład chemiczny wody zaczęto badać od drugiej połowy 1946 r. Pracami tymi zajmują się M.I.R. i P.I.H.M., a obserwacje i wnioski są opracowywane przez Głomińską, inż. Wojnicza i J. Chmiecika. Obserwacje obejmowały zasadniczo zasolenie i zawartość tlenu w wodzie morskiej. Gęstość wody wyprowadzono z pomiarów temperatury i zasolenia.

Barwa i przezroczystość

Nikt z polskich badaczy nie zajmował się barwą wód, chociaż daje ona naoczny obraz tych zmian, jakie występują w warstwie powierzchniowej. Barwa wody, zależna w dużym stopniu od zawiesin pochodzenia organicznego (próchnica, plankton) oraz nieorganicznego, powinna być obserwowana i badana w każdym rejsie morskim.

Przeźroczystość wody w Zatoce Puckiej opisał kpt. Dłuski w jednym zdaniu, konstatując, że na podstawie obserwacji krążkiem Secchiego przeźroczystość wykazuje wahania w granicach od 10 do 18 m, zależnie od miejsca pomiaru, kierunku prądu, warunków atmosferycznych i pory roku.

Wiemy, że przeźroczystość na Bałtyku południowym, przy spokojnym stanie morza, waha się od 11 do 13 m, na głębiach i basenach wynosi 13—15 m, ale w okresie sztormów maleje do 6—7 m. Fakty te należało by jednak obserwować.

OCEANOLOGIA DYNAMICZNA

Życie morza, temperatura, skład chemiczny wody, zawartość gazów, zawiesiny, osady, ukształtowanie brzegów, a w wielu wypadkach i dna, zależne są od ruchu wody. Walka z niszczącą działalnością morza jest właśnie walką z ruchem wody, który w poszczególnych wypadkach zagraża bezpieczeństwu wybrzeża, żeglugi, czy też pracy w portach. Poza stałymi zjawiskami ruchu wody morskiej, występują również gwałtowne ruchy o potężnej sile niszczącej, w postaci sztormów, fal wulkanicznych, tajfunów itp. Były one przyczyną potężnych katastrof żywiołowych. Na naszym wybrzeżu występują one w mniejszym stopniu, lecz i tu sztormy niszczyły tysiące hektarów lądu, przynosząc poważne szkody naszemu gospodarstwu.

Poznanie całości praw rządzących ruchem wody jest niezbędne nie tylko z punktu widzenia naukowego ujęcia tych zjawisk, ale również ze względu na wpływ tego zjawiska na życie gospodarcze poszczególnych krajów nadmorskich. Wpłynęło to na powstanie w ostatnich czasach oddzielnej gałęzi oceanografii, tzw. oceanologii dynamicznej, zajmującej się specjalnie dynamiką morza.

Najbardziej rzucającym się w oczy ruchem wody morskiej jest falowanie.

Teoria falowania opracowana przez Gerstnera w 1802 r. i rozpracowana w 1863 r. przez Rankine'a, a rozszerzona przez Boussinesq'a, trwa do dzisiaj. Posłużyła ona do opracowania szeregu wypadków tego zagadnienia, lecz dotychczas nie jest ono opracowane całkowicie. Zagadnienie falowania jest tylko częścią ogólnego ruchu wody. Zresztą ono samo jest przyczyną szeregu wtórnych zjawisk, jak prądów przybrzeżnych, procesów brzegowych oraz uderzeń dynamicznych fali. W wieku ubiegłym rozpoczęto analizę teoretyczną ruchu wody morskiej. W obecnym stuleciu zajęto się szczególnie intensywnie tym zagadnieniem, włącznie z rozszerzeniem badań na przyczyny i skutki ruchu wody morskiej i wykorzystanie go dla potrzeb człowieka. Szczególnie w ostatnich dziesiątkach lat dynamika morza weszła w fazę intensywnych badań oraz obserwacyj teoretycznych i praktycznych, czy to bezpośrednio w terenie, czy też w szeregu laboratoriów w tym celu utworzonych.

Nazwiska szeregu uczonych, jak Krümmela, Gaillarda, Benezita, Lira, Berezkina, Zubowa, Zenkowicza, Dżunkowskiego, Sainflou, Bagnolda, Johnsona, La Roche'a i innych, wskazują na żywotność i ważność tego zagadnienia. Podkreślają ją również kongresy dotyczące spraw morskich, z których żaden nie pomija dynamiki morza. Obecnie dynamika morza zajmuje się: a) falowaniem we wszelkich odmianach, b) pływami, c) prądami, d) ruchem lodów, e) zmianami poziomu wód morskich.

W szeregach uczonych, zajmujących się zagadnieniami dynamiki morza brak niemal nazwisk polskich. Jedyny podręcznik na wyższym poziomie, zajmujący się omawianymi zagadnieniami, to wydana w r. 1909 „Fizyka ziemi" M. Rudzkiego, której pięć rozdziałów traktuje o statyce i dynamice oceanów. Mimo znacznego postępu wiedzy od daty wydania podręcznika, wiele zawartych w nim wiadomości i teorii pozostaje nadal aktualnymi.

Z okresu międzywojennego zasługuje na wymienienie nazwisko hydrografa polskiego L. Mistata († 1939), który zajmował się procesami morskimi i wysunął pewne własne wnioski. Zaproponował on zastosowanie róży falowania, podobnej do róży wiatrów, słusznie podkreślając, że szczególnie w strefie przybrzeżnej może ona znacznie odbiegać od róży wiatrów. Zaproponował też swój wzór na wielkość fali, uzależniając ją od siły wiatru. (Układy falochronów, „Życie Techniczne", 1939, nr. 3 i 4).

Po wojnie prace nad zagadnieniami dynamiki morza skoncentrowały się przy Katedrze Budownictwa Morskiego i Portów Politechniki Gdańskiej, w Morskim Instytucie Technicznym oraz w Komisji Budownictwa Morskiego Polskiego Komitetu Normalizacyjnego.

Katedra Budownictwa Morskiego i Portów Politechniki Gdańskiej (wraz z Zakładem przy tej katedrze) jest najbardziej predestynowana do prac naukowo-badawczych w dziedzinie dynamiki morza. Większość zagadnień związanych z budownictwem morskim czy portowym wiąże się z ruchem wody morskiej, a więc to właśnie staje się podstawowym elementem pracy Katedry i Zakładu. Brak naukowych pracowników z tej dziedziny nauki oraz brak odpowiedniego laboratorium i wyposażenia utrudniają znacznie rozwinięcie prac w tym kierunku. Okres pięcioletni poświęciła Katedra na zbieranie materiału naukowego, traktującego o ruchu wody morskiej, na szkolenie i samoszkolenie pracowników naukowych, zaznajamianie się z prowadzeniem i organizacją laboratoriów morskich oraz na zaopatrywanie się w sprzęt do badań procesów morskich. Brak laboratorium odbija się bardzo ujemnie na pracy Zakładu. Dorywcze korzystanie z części bardzo małego basenu laboratorium Instytutu Wodnego nie może być uważane za dostateczną podstawę do prowadzenia jakichkolwiek prac badawczych.

Morski Instytut Techniczny (M.I.T.) Ministerstwa Żeglugi ma za zadanie przeprowadzanie badań i studiów nad konkretnymi zagadnieniami techniczno-morskimi, związanymi z życiem gospodarczym kraju. Oceanografia występuje w jego pracach tylko jako zagadnienie współdziałające przy rozwiązywaniu tych zadań. M.I.T. jest w trakcie organizowania laboratorium. Statków badawczych nie posiada.

Komisja Budownictwa Morskiego i Podkomisja Słownictwa Morskiego prowadzą prace oceanograficzne tylko w sensie analizy dorobku naukowego, celem opracowania norm niezbędnych dla życia gospodarczego lub celom wprowadzenia ujednostajnionego słownictwa morskiego. Dają one poważny wkład w tej dziedzinie przez opracowywanie materiałów w postaci referatów i dyskusji, lecz nie są to prace badawcze w ścisłym tego słowa znaczeniu.

WNIOSKI

Na podstawie przytoczonych danych można wysunąć szereg postulatów i wniosków co do poszczególnych działów oceanografii.

Oceanografia ogólna

Nauka ta powinna znaleźć właściwe miejsce wśród nauk przyrodniczych przez otworzenie odpowiednich katedr na uniwersytetach i na Politechnice Gdańskiej oraz przez objęcie przez poszczególne instytuty naukowe badań nad poszczególnymi działami oceanografii.

Oceanografia historyczna

Dział ten służy jako podbudowa do nauki o dzisiejszym oceanie światowym i łączy się bezpośrednio z geologią, geomorfologią i paleontologią. Słuszne było by, by wszedł on w programy prac tych dziedzin nauki, ze szczególnym uwzględnieniem Morza Bałtyckiego.

Oceanografia biologiczna

Dotychczasowe badania biologii morza, prowadzone głównie pod kątem potrzeb rybołówstwa, powinny być rozszerzone na badanie ogólne bio-

logii. Zagadnienia biologii dotyczą szerokiego wachlarza zainteresowań techniki, medycyny, przyrody itp. — nie mogą być więc ograniczone tylko do jednego działu życia gospodarczego.

Oceanografia fizyczna

P o z i o m y w ó d. Zakres dotychczasowych prac powinien być rozszerzony w następujący sposób:

a) Wobec palącej potrzeby dla budownictwa morskiego i portów opracowania zmian wodostanu u polskich wybrzeży, konieczne jest wydawanie morskich roczników hydrologicznych.

b) Wskazane jest zagęszczenie sieci stacyj mareograficznych, oprócz 5 istniejących w Karsiborze Płn., Kołobrzegu, Władysławowie, Gdyni i Nowakowie, do liczby 10 przez założenie stacyj w Świnoujściu, Ustce i Gdańsku oraz przez uruchomienie 2 pełnomorskich mareografów w Mielnie i Krynicy Morskiej.

c) Po syntetycznym opracowaniu zmian poziomu wód za okres co najmniej 40-letni powinno się przejść na coroczne opracowania wodostanów, uwypuklić związki istniejące pomiędzy ich ekstremalnymi zmianami a czynnikami, które te zmiany powodują.

d) w programie prac powinno się znaleźć ukończenie precyzyjnej niwelacji wszystkich stacyj wodowskazowych i mareograficznych.

e) Należy dążyć do opracowania ujemnych skutków, jakie powstają na brzegu na skutek ekstremalnych wahań poziomu wód.

f) Ze względu na prowadzenie obserwacyj wodowskazowych i mareograficznych przez P.I.H.M., wszelkie opracowania i studia nad zmianami poziomu wód południowego Bałtyku powinien ten Instytut przejąć na siebie.

Z l o d z e n i e. Studia nad zlodzeniem mogą mieć 2 kierunki.

a) Pierwszy kierunek, to zbadanie fizyko-chemicznych warunków w partii przybrzeżnej w momencie powstania zjawisk zlodzenia, w nawiązaniu do warunków meteorologicznych; dalej badania na poszczególnych przekrojach w warunkach naturalnych, sztucznych (w porcie, w pobliżu budowli morskich), jak również na odcinkach przerwanej linii brzegowej (ujść rzecznych, kanałów). Kierunek ten powinien objąć również studia na pełnym morzu. Należy przy tym rozpatrzyć wpływ wszelkich czynników na genezę zjawisk zlodzenia, ich przebieg i zanik oraz zaistniałe skutki. Specjalną uwagę należało by poświęcić zjawiskom lodowym, które swymi rozmiarami i gwałtownością wystąpień zagrażają żegludze, urządzeniom portowym i linii brzegowej. Te ostatnie są zagadnieniem żywo interesującym życie gospodarcze wybrzeża.

Z praktycznego punktu widzenia zjawiska zlodzenia powinny być ponadto badane na terenie samych portów.

b) Drugi kierunek, to obserwacje z dogodnych punktów brzegowych, dotyczące zasięgu i rodzaju zlodzenia, przy czym obserwacje te powinny być dokonywane w czasie rejsów badawczych i stałych rejsów statków handlowych. Wykorzystanie tych obserwacyj następuje w sposób bardzo szybki przez informacyjną służbę lodową. Obserwacje dokonywane w tej służbie noszą wprawdzie charakter opisu, nie zaś studium zjawisk, jednak praktyczne stosowanie tych obserwacyj przynosi duże korzyści nawigacji. Obserwacje te nabiorą charakteru prognoz lodowych, o ile studia nad zjawiskami zlodzenia zostaną zrealizowane jak wymieniono pod a).

T e m p e r a t u r a i s k ł a d c h e m i c z n y w o d y. Jak wynika z wyżej cytowanych obserwacyj temperatury i badań składu chemicznego wody, Bałtyk należy do mórz o dużych odchyleniach, zmianach i nieregularnościach w przebiegu zjawisk. Chcąc więc uchwycić dane przeciętne, należało by założyć stałe punkty obserwacji temperatury i zasolenia, jak to praktykują inne państwa. Termografy morskie oddają dziś duże usługi.

W rejsach badawczych należy objąć równocześnie większy teren obserwacji, przeprowadzając badania co najmniej na 3 statkach w różnych częściach Bałtyku, i wykonywać przekroje w miejscach charakterystycznych o różnych porach roku, w ustalonych miesiącach. System ten daje najlepsze wyniki i stosowany jest przez szereg państw.

Ze względu na wagę zagadnień chemicznych, należy wytypować tematy i zakres prac badawczych, ażeby nie pomijać obserwacyj koniecznych dla poszczególnych działów gospodarki na morzu i wybrzeżu.

Należy wykorzystać stałe rejsy statków handlowych i założyć na nich stacje obserwacyjne.

Należy poprzeć wyniki badań nad wymianą wód, dotychczas stwierdzaną na podstawie zasolenia i temperatury, pomiarem prądów za pomocą prądomierzy; nasi badacze nie stosowali tych pomiarów, podczas gdy w innych państwach stale się je prowadzi.

B a r w a i p r z e z r o c z y s t o ś ć. Należy rozszerzyć badania przez zorganizowanie systematycznych obserwacyj dla całego południowego Bałtyku.

Z a w i e s i n y i o s a d y stanowią dział wchodzący zasadniczo w zakres geologii morza, lecz zahaczają bezpośrednio również o wszystkie inne działy oceanografii i mają wpływ na zagadnienia budownictwa morskiego. Dział geologii morza musi znaleźć, podobnie jak oceanografia, odpowiednie miejsce w naukach geologicznych.

Oceanologia dynamiczna

Dziedzina ta w nauce polskiej przejawia dopiero początkową fazę rozwoju, polegającą na zaznajamianiu się z tym zagadnieniem i prowadzeniu nie skoordynowanych początkowych obserwacyj.

Zagadnienie musi być ujęte w planowy wspólny program badań i prac prowadzonych przez poszczególne instytucje. Ze względu na bardzo poważne znaczenie tego zagadnienia dla życia gospodarczego, i to już w planie sześcioletnim (wchodzą tu w rachubę olbrzymie prace związane z ubezpieczeniem brzegów, budową portowych budowli ochron-

nych, podejść do portów, z budową okrętów, rybołówstwem itp.), planowa organizacja badań naukowych nad dynamiką morza powinna być możliwie szybko opracowana i rozbudowana.

Dezyderaty ogólne

Badania morza należy oprzeć na programie opracowanym wspólnie przez instytucje, które wykorzystają wyniki badań dla realizacji planu 6-letniego i dalszych planów gospodarczych. W związku z tym należało by:

a) na linii brzegowej, na nadmorskich stacjach obserwacyjnych i badawczych uruchomić wszystkie instrumenty, samopisy, które istniały w latach dawnych i były potrzebne dla uchwycenia przebiegu różnych zjawisk;

b) jako punkty stałe na morzu, ponownie założyć pełnomorskie mareografy i termografy;

c) w rejsach badawczych nawiązać do punktów wytypowanych i obserwowanych od dłuższego czasu, celem utrzymania ciągłości badań.

Ażeby podołać powyższym zadaniem, powinno się spowodować, by przyrządy i instrumenty potrzebne do badań morza były zakupywane jako jedne z pierwszych, gdyż zaniedbania na tym odcinku spowodują duże straty dla gospodarki narodowej.

Dotychczasowy stan rzeczy, mianowicie przydział jednego statku dla czterech rejsów badawczych w roku do badań i obserwacyj w zakresie zjawisk fizyko-chemicznych, uznać należy za wysoce nie wystarczający.

Jako jeden z głównych postulatów należy wysunąć konieczność s k o o r d y n o w a n i a w y s i ł k ó w w pracy badawczej na morzu, celem uniknięcia zarysowujących się rozbieżności celów, środków i zadań, celem znalezienia wspólnej drogi dla wszystkich zainteresowanych problemem morza.

Wyrazem dążenia do tego celu były liczne konferencje na wybrzeżu, przeprowadzone w ostatnim półroczu, posiedzenia Towarzystw Naukowych, na których szuka się wspólnych płaszczyzn zainteresowań i uzgadnia się szereg poczynań, zwłaszcza stanowiących zalążki szerzej zakrojonych badań. Wyrazem tego dążenia są wspólnie przeprowadzane badania i wzajemna pomoc.

Szeroki wachlarz programowy zainteresowanych instytucyj powoduje zrozumiałe zazębianie się wysiłków i wyników na wielu odcinkach dotychczasowej pracy. Zjawisko dublowania, zrozumiałe w warunkach powojennego chaosu, staje się wręcz szkodliwe na dłuższą metę, pociąga bowiem za sobą stratę setek godzin czasu i ogromnych wkładów pieniężnych.

Zespolenie pewnych grup ludzi o wspólnych zainteresowaniach umożliwi zaplanowanie i wspólne rozpracowanie zagadnień, z wysunięciem na czoło najistotniejszych problemów.

Jako centralną instytucję badawczo-naukową dla dynamiki morza należało by rozbudować Zakład Budownictwa Morskiego i Portów Politechniki Gdańskiej, gdzie będą prowadzone analizy oraz badania laboratoryjne i terenowe, w oparciu o obserwacje M.I.R., P.I.H.M., M.I.T. i własne. Prace swoje Zakład będzie prowadził przy ścisłej współpracy z pozostałymi instytucjami, jako ośrodek koncentrujący wyniki tych badań.

Morski Instytut Rybacki w Gdyni prowadziłby obserwacje w zakresie biologii morza, rozszerzone na całość tego zagadnienia i ewent. uzupełniane potrzebami wysuwanymi przez pozostałe instytucje.

Państwowy Instytut Hydrologiczno-Meteorologiczny rozbuduje zakres swych obserwacyj hydrologiczno-meteorologicznych, obejmujących obserwacje przybrzeżne i na pełnym morzu, włączając w nie również potrzeby pozostałych instytucyj. Do niego też będzie należało opracowywanie wykazów i zestawień statystycznych oraz wniosków wynikających z tych zestawień, które mogą służyć za przyczynek do przeprowadzania badań laboratoryjnych.

Morski Instytut Techniczny przeprowadza badania konkretnych technicznych zagadnień portowych, umocnień brzegowych, budowli ochronnych, portowych i ewent. wypadowe obserwacje w punktach przewidywanych budowli oraz badania elementów związanych z budownictwem okrętowym i urządzeń portowych. W tym zakresie współpracuje z Zakładem Budownictwa Morskiego i Portów, szczególnie w dziedzinie zjawisk dynamicznych.

Oceanografia związana jest bezpośrednio z procesami brzegowymi i dennymi. Dla uniknięcia dublowania prac, musiałaby więc istnieć stała łączność z instytucjami i ośrodkami badającymi te zagadnienia. W programie zakładanych instytutów Politechniki Gdańskiej przewiduje się w przyszłości utworzenie Instytutu Budownictwa Morskiego, w skład którego wchodziłaby również Katedra Geologii. Instytut ten łączyłby zagadnienia dynamiki morza, procesów brzegowych i geologii morza, a przy współpracy z pozostałymi ośrodkami naukowo-badawczymi Gdańska i Gdyni tworzyłby silny zespół oceanograficzny nauki polskiej.

Dla postawienia nauki oceanografii na należytym poziomie konieczne jest w pierwszym rzędzie planowe (plan 6-letni) zorganizowanie wymienionych ośrodków naukowych, szkolenie kadr, budowa laboratorium, zorganizowanie punktów obserwacyjnych brzegowych i morskich, przystosowanie istniejących statków hydrograficznych do pełnych badań talasologicznych, ewent. budowa specjalnego statku badawczego, wydawanie prac z dziedziny oceanografii — czy to oryginalnych, czy w postaci tłumaczenia prac obcych, wreszcie utworzenie katedr oceanografii na uniwersytetach i na kursie magisterskim sekcji morskiej Politechniki Gdańskiej, ze specjalnym uwzględnieniem dynamiki, geologii, fizyki i chemii morza.

Dr Józef Borowik
(Sopot)

SZKOLENIE KADR TECHNICZNYCH
dla rybołówstwa morskiego i przemysłu rybnego

Opierając się na zadaniach postawionych przez Plan Sześcioletni, autor wyprowadza zapotrzebowanie w zakresie kadr technicznych rybołówstwa morskiego i przemysłu rybnego. Nawiązując do specyfikacji specjalności w tym zakresie, przeprowadzonej w Związku Radzieckim, charakteryzuje specyficzne wymagania rybołówstwa morskiego odnośnie kadr i przedstawia projekt utworzenia na Politechnice Gdańskiej Studium Rybołówstwa Morskiego i Przemysłu Rybnego. Projekt zawiera szczegółowy program 3-letnich prac Studium, z uwzględnieniem wykładów już prowadzonych na Politechnice Gdańskiej.

Problem kadr technicznych czołowym zadaniem Planu 6-letniego

Według określenia Sekretarza KC PZPR, Zenona Nowaka w jego referacie na V Plenum Komitetu Centralnego PZPR, problem przygotowania kadr w świetle zadań Planu 6-letniego „jest kluczowym problemem politycznym, ściśle związanym z całą problematyką budownictwa podstaw socjalizmu w Polsce“*). Plan Sześcioletni, według tego referatu, w samym tylko zakresie specjalistów z wyższym wykształceniem zakłada m. in. konieczność przygotowania 54 tysięcy inżynierów różnych specjalności, 8 tysięcy specjalistów z wyższym wykształceniem rolniczym, przeszło 20 tysięcy ekonomistów, finansistów itd.

„Zasadniczymi elementami postępu technicznego Planu 6-letniego — mówił minister Minc w generalnym referacie na tymże V Plenum KC PZPR — będą: mechanizacja procesów produkcyjnych, elektryfikacja, automatyzacja obsługi urządzeń i kontroli, intensyfikacja procesów produkcyjnych i usługowych, przechodzenie na większe agregaty, zastępowanie procesów periodycznych ciągłymi, normalizacja procesów technologicznych surowców i wyrobów gotowych oraz chemizacja procesów, tj. zastosowanie zdobyczy chemii w szeregu dziedzin gospodarki“ **).

Im bardziej zacofana jest dziedzina wytwórczości, im bardziej jest „pracochłonna“ ze względu na mały stopień zmechanizowania czynności dokonywanych ręcznie, — tym większej rewolucji technicznej ma dokonać w niej Plan 6-letni i tym większego dopływu do niej sił należy się spodziewać. Nowych sił, to znaczy — specjalistów z przygotowaniem technicznym, mechaników, elektryków i chemików.

Zasada ta jest powszechna, lecz w gospodarstwie morskim w pierwszym rzędzie dotyczy ona tych warsztatów produkcyjnych, które wyróżniają się swoją pracochłonnością. Wiemy, jak dużą ilość zabiegów dokonuje się nadal ręcznie w czynnościach przeładunkowych, w przemyśle okrętowym, a przede wszystkim w żegludze, w rybołówstwie i w przemyśle rybnym. Ostatnio wymienione dziedziny należą do najmniej nasyconych mechanicznymi urządzeniami. Należy więc oczekiwać, że właśnie te dziedziny staną już w najbliższym czasie wobec zadań głębokiego i szybkiego zrewolucjonizowania swojej techniki, a w związku z tym — wobec wyraźnego i ostrego niedoboru kadr technicznych ze specjalnym przygotowaniem.

Trzeba podkreślić szczególne znaczenie właściwego zróżniczkowania kadr na możliwie większą ilość specjalności. Dotychczasowe zaniedbania pod tym względem zostały wytknięte w dyskusji na temat kadr na V Plenum przez głównych referentów (ministra Minca i sekretarza Nowaka), jak też w przemówieniu ministra szkół wyższych i nauki A. Rapackiego, który wskazał jako jedyny natychmiastowy środek zaradczy — skorzystanie z doświadczeń radzieckich w poszczególnych branżach. „Trzeba, — powiedział minister Rapacki — żeby przemysły w ciągu 9—10 miesięcy uściśliły i sprecyzowały swoje zapotrzebowanie w oparciu o ścisłe wskaźniki i o radziecką nomenklaturę specjalności. Wtedy będzie można opracować polską nomenklaturę, jako podstawę reorganizacji szkolnictwa, określić kierunki szkolenia za granicą, przede wszystkim w Związku Radzieckim, a także w Czechosłowacji i w Niemieckiej Republice Demokratycznej“ ***).

Nomenklatura specjalności w rybołówstwie morskim i w przemyśle rybnym

W ostatnich latach odbywała się w przemyśle rybnym Związku Radzieckiego bardzo ciekawa wymiana zdań na temat stosunku liczbowego między specjalistami z wyższym i ze średnim wykształceniem. Przy tej okazji można było stwierdzić, jak głęboko w ogólnym systemie organizacyjnym tej branży tkwi trwały podział na ściśle określone specjalności. Jednocześnie można było ustalić, jak szybko postępuje „technizacja kadr“, w miarę szerzenia się mechanizacji, elektryfikacji i chemizacji, tj. tych wszystkich przemian, pod których znakiem ma się kształtować rozbudowa gospodarstwa polskiego w kierunku socjalizmu, przewidziana przez Plan 6-letni.

Przytoczona tabela, zapożyczona z piśmiennictwa radzieckiego, zawiera zestawienie proc. zatrudnionych, według specjalności, tak jak się ustaliło w praktyce radzieckiego przemysłu rybnego.

*) „Nowe Drogi“, nr. 4, 1950, str. 76.

**) Tamże, str. 44 .

***) „Nowe Drogi“, nr 4, 1950, str. 177.

Udział procentowy specjalistów w przemyśle rybnym w Związku Radzieckim

L. p.	Nazwa specjalności	%
1	Technologia produktów rybnych	30,1
2	Nawigacja rybacka	15,2
3	Przemysł połowu ryb	14,8
4	Mechanizacja okrętowa	10,6
5	Ichtiologia przemysłowa	9,9
6	Planowanie techniczne i gospodarcze	6,6
7	Przemysł sieciarski	4,1
8	Radiotechnika	2,6
9	Budowa okrętów	2,4
10	Mechanika urządzeń rybackich	2,3
11	Przemysł opakowań	1,4

Porównując wymienione w tym zestawieniu specjalności ze stosowanym na naszym terenie tradycyjnym podziałem, możemy stwierdzić, że zamiast 11 specjalności wyraźnie występują u nas tylko trzy, mianowicie — przyrodnicy-ichtiologowie, żeglarze i ekonomiści. Odpowiednio do tego mamy do czynienia w Polsce z trzema tylko typami zakładów naukowych, w których kształcą się specjaliści z zakresu rybactwa: a) Wydziały przyrodnicze i rolnicze na uniwersytetach, posiadające katedry ichtiologii lub hydrobiologii, dostarczają przeważającą liczbę kandydatów na stanowiska w administracji gospodarczej w rybołówstwie i przemyśle rybnym. b) Wyższe szkoły ekonomiczne, w szczególności dawny Wydział Ekonomiczny Uniwersytetu w Poznaniu, dawna Wyższa Szkoła Handlowa w Warszawie, Wyższa Szkoła Handlu Morskiego w Sopocie oraz Akademie Handlowe w Poznaniu i Szczecinie. c) Wyższe szkoły nawigacyjne w Gdyni i w Szczecinie.

Dziedzina rybołówstwa morskiego nie posiadała przed wojną ośrodka naukowego i szkoleniowego, przygotowującego do poszczególnych dziedzin pracy specjalistów z wyższym wykształceniem. Było to zrozumiałe w czasie, gdy roczny połów wynosił od 2 do 10 tysięcy ton i rybołówstwo miało wyraźny charakter ekstensywny. Była to raczej dziedzina gospodarstwa naturalnego, lekko dotknięta postępem technicznym i opierająca się całkowicie nieomal na użyciu pracy rąk ludzkich i na pomocy żywiołów.

Obecnie sytuacja uległa radykalnej zmianie: połowy w 1949 r. przekroczyły 5-krotnie przeciętną połowów za 10-letni okres przed wojną; wyniki 1955 r. przekroczą ten poziom 10-krotnie i będą wynosiły 100 tys. ton. Ale pod względem szkolenia kadr specjalistów z wyższym wykształceniem przemysłowo-rybackim nic nie uległo zmianie.

W całości zagadnienia kadr rybackich pokutuje w Polsce tradycyjne śródlądowe podejście do spraw rybactwa i spożycia ryb. Było to zrozumiałe wówczas, gdy rybołówstwo morskie dostarczało 25 procent ogólnej sumy produktów rybnych. Staje się to co najmniej dziwne obecnie, gdy rybołówstwo śródlądowe dostarcza tylko 25 proc. ogólnej ilości produktów rybnych, a udział jego ulegnie dalszej drastycznej redukcji w wyniku rozwoju rybołówstwa morskiego, przewidywanego przez Plan 6-letni.

Zwiększenie połowów opierać się będzie w pierwszym rzędzie na intensyfikacji technicznej oraz na zastosowaniu najbardziej postępowych metod połowu i przeróbki ryb, z szerokim uwzględnieniem zasad mechanizacji połowu, przeróbki na statku, szerokiego zastosowania chłodnictwa i elektryfikacji urządzeń rybackich. Przesądza to z góry potrzebę nie tylko zwiększenia liczebnego kadr, ale też znacznego podniesienia poziomu ich przygotowania naukowego, szczególnie pod względem znajomości procesów mechanizacji.

Mimo tak radykalnych przemian, nauka polska o rybach, rybołówstwie i przemyśle rybnym w dalszym ciągu jest reprezentowana przez kierunek jeziorowo-rzeczny, dyplomowani zaś ichtiologowie po paromiesięcznym dokształceniu w zagadnieniach oceanografii są powoływani do funkcyj, które wymagają dokładnej znajomości procesów technicznych i technologicznych, związanych z wprowadzeniem maszyn, coraz szerszym użyciem elektryczności i szerokim stosowaniem zabiegów fizykochemicznych.

Specyficzne wymagania rybołówstwa morskiego w odniesieniu do kadr

Nowoczesne rybołówstwo morskie, w odróżnieniu od rybołówstwa słodkowodnego, rozwija się wszędzie raczej pod znakiem techniki, nie zaś biologii. Wymagania dzisiejsze odnoszą się przede wszystkim do zastosowania postępu technicznego w dziedzinie: a) **mechanizacji zabiegów pracochłonnych,** b) **konstrukcji i obsługi statków rybackich,** c) **nowoczesnych urządzeń w budowie portów rybackich,** oraz d) **w zakresie technologii, organizacji i obsługi przeróbki, chłodnictwa i przewozu ryb.** Dotyczy to pracy nie tylko na lądzie, lecz również na statku. Przeszło 50% ogólnej liczby specjalistów w rybołówstwie morskim należy dzisiaj do tych 4 dziedzin techniki.

Obok tego rybołówstwo morskie stawia duże wymagania w stosunku do specjalistów w zakresie: a) konstrukcji i obsługi motorów spalinowych, b) konstrukcji urządzeń chłodniczych, c) zastosowania elektryczności w pracach rybactwa oraz d) urządzeń telekomunikacyjnych i radarowych.

Dzisiejszy postęp techniczny w dziedzinie rybołówstwa morskiego zmienił w zasadniczy sposób tradycyjne oblicze tej dziedziny gospodarczej, zrewolucjonizował ją i stawia w odniesieniu do centrum szkoleniowego kadr rybackich **zupełnie wyraźny akcent specjalizacji w dziedzinie technologii mechanicznej i chemicznej oraz elektryczności.**

Wymaganie dobrej znajomości techniki przemysłowej stosuje się nie tylko do tych, którzy będą pracowali w samym przemyśle rybnym, ale też w stosunku do tych, którzy mają stać na czele przedsiębiorstw i spółdzielni rybackich, pracować w administracji rybackiej i gospodarczej, a szczególnie w odniesieniu do kadr instruktorskich.

Trzeba wykształcić nie tylko specjalistów-praktyków, ale też specjalistów-pedagogów dla obsadzenia stanowisk instruktorów i wykładowców w liceach i na kursach. Trzeba również myśleć o wytworzeniu ośrodka naukowego i pewnej liczby specjalistów o zainteresowaniach naukowych.

Obliczenia przybliżone wykazują, że w ciągu najbliższych 6 lat trzeba doprowadzić do rybołówstwa morskiego i do przemysłu rybnego co najmniej 200 specjalistów z wyżej wymienionych dziedzin technicznych. Analiza stanu kadr i znajomość systemu szkoleniowego stosowanego w Związku Radzieckim pozwala na bardzo dokładny podział tego zapotrzebowania na poszczególne specjalności.

Charakterystyczną cechą całości zadania jest potrzeba oparcia szkolenia o technikę, nie zaś o biologię, albo ekonomię czy prawo. Toteż jedynie słuszną drogą jest szukanie oparcia o Politechnikę Gdańską. Jedyna ze wszystkich zakładów wyższych w Polsce Politechnika Gdańska łączy specjalizację w zakresie ogólnym kierunków technicznych ze specjalizacją w dziedzinie techniki morskiej, a więc budowy okrętów, inżynierii urządzeń portowych, budowy dróg wodnych, mechanizmów okrętowych, zastosowania elektryczności na statkach.

Istnienie na wydziałach Politechniki Gdańskiej daleko posuniętej specjalizacji w kierunku techniki transportu morskiego oraz technologii chemicznej i mechanizacji związanej z rybołówstwem morskim pozwala na łatwą, oszczędną i wydajną organizację centrum szkolenia specjalistów w zakresie rybołówstwa morskiego.

Z przytoczonego wyżej zestawienia specjalności wynika, że jedynie dwie specjalności znajdują się poza obrębem wymagań technicznych, mianowicie: nawigacja rybacka oraz ichtiologia przemysłowa. W sumie reprezentują one tylko 25% ogólnego zapotrzebowania. Jeżeli chodzi o resztę specjalistów, **a więc o 75% ogólnej liczby,** jasne jest, że przygotowanie ich leży jedynie w zakresie możliwości wyższych szkół technicznych, wśród których należy wymienić w pierwszym rzędzie Politechnikę Gdańską. Politechnika w Gdańsku, jedyna w całym kraju, posiada tradycje, urządzenia i zakłady, w których już się kształcą specjaliści z niektórych dziedzin, wymienieni w naszym zestawieniu.

Mianowicie specjalności wymienione w pp. 4, 8, 9 i 10, w sumie ok. 20% ogólnego zapotrzebowania kadr rybackich, już się kształcą na 5 wydziałach Politechniki. Natomiast dla kandydatów do kierunków, które wymieniono w pozycjach 1, 3, 6, 7 i 11 (technologia produktów rybnych, technika połowu ryb, planowanie rybackie techniczne, przemysł sieciarski, przemysł opakowań rybnych), w sumie reprezentujących przeszło 50% ogólnego zapotrzebowania, należało by stworzyć specjalny kierunek studiów technicznych na Politechnice w postaci **Studium Rybołówstwa Morskiego i Przemysłu Rybnego.** Zadaniem tego Studium, przy współdziałaniu Sekcji Przetwórstwa Zwierzęcego na Wydziale Inżynierii Rolnej, było by doprowadzenie do gospodarstwa rybnego w ciągu najbliższych 6 lat blisko 100 specjalistów z wymienionych zakresów. Licząc 3-letni okres studiów oraz 50% strat, należy już w roku akademickim 1950/51 rozpocząć nauczanie 60 studentów na nowym dziale studiów.

Korzyści płynące ze stworzenia nowego centrum szkoleniowego nie ograniczą się do zapewnienia stałego dopływu fachowców na wyższym poziomie do jednej z ważnych dziedzin gospodarstwa morskiego. Istnieje jeszcze druga bardzo poważna korzyść, którą należy mieć na względzie, mianowicie uzupełnienie wykształcenia tych specjalistów, którzy kończą wydziały inżynierii, mechaniczny, elektryczny, budowy okrętów i chemiczny, a którzy będą w przyszłości pracowali jako specjaliści w tych dziedzinach w zakresie rybołówstwa morskiego.

Ogólne zasady organizacji Studium Rybołówstwa Morskiego i Przemysłu Rybnego

Przy planowaniu wykładów na osobnym Studium należy wziąć pod uwagę, że przeszło połowa kształcących się w zakresie rybołówstwa morskiego i przemysłu rybnego winna poświęcić się specjalizacji w zakresie technologii produktów rybnych.

W związku z tym należy w przyszłości wprowadzić modyfikację w programie dotychczasowej Sekcji Przetwórstwa Roślinnego i Zwierzęcego na Wydziale Inżynierii Rolnej, w kierunku jednoczesnej specjalizacji również w dziedzinie przetwórstwa rybnego. Będzie to wymagało silniejszego niż dotychczas powiązania Wydziału Inżynierii Rolnej z odnośną grupą wykładów na Wydziale Chemicznym, mianowicie ze specjalizacją w dziedzinie technologii produktów spożywczych, w szczególności z wykładami Nr. 613, 623, 627, 628, 629, 630, 631, 633. Dokładne zaplanowanie wykładów na Podsekcji Przetwórstwa Rybnego na III roku studiów wymaga bliższego porozumienia z kierownictwem Wydziału Chemicznego oraz z Sekcją Przetwórstwa Roślinnego i Zwierzęcego na Wydziale Inżynierii Rolnej i Rybackiej.

Realizacja koncepcji studiów na osobnym Studium Rybołówstwa Morskiego i Przemysłu Rybnego wymaga powołania tylko 3 nowych katedr, mianowicie:

1. **katedry ichtiologii przemysłowej i rybactwa,**
2. **katedry technologii produktów rybnych,**
3. **katedry mechanizacji przemysłu rybnego.**

Powołanie katedry ichtiologii produktów rybnych może nastąpić w ramach Wydziału Chemicznego, który już posiada zaczątek odpowiedniego zakładu. Natomiast katedra mechanizacji przemysłu rybnego, lub też katedra rybackich urządzeń mechanicznych, mogłaby powstać w ramach Wydziału Mechanicznego.

Najbardziej pilną i jednocześnie kluczową sprawą jest więc utworzenie katedry ichtiologii przemysłowej i rybactwa. Katedra ta i stworzony przy niej zakład stałyby się ośrodkiem organizacyjnym nowego Studium.

Nowe wykłady, które należy uruchomić na Politechnice w ramach Studium Rybołówstwa Morskiego

Przy układaniu planu nauczania w ramach specjalnego Studium Rybołówstwa Morskiego i Przemysłu Rybnego wychodzimy z założenia, że, w oparciu o nowopowołaną katedrę i zakład ichtiologii przemysłowej, jak też przy współdziałaniu kilku istniejących katedr i zakładów na innych wydziałach, da się uruchomić następujące wykłady:

1. Ichtiologia przemysłowa i zagospodarowanie rybackie wód (przewidziane w dotychczasowym planie),
2. Oceanografia stosowana rybacka (lub dotychcz. wykłady 540 i 541, z uwzględnieniem potrzeb rybactwa),
3. Ogólna biologia mórz i ekonomika rybacka (jako modyfikacja wykładów zoologii stosowanej na innych sekcjach Wydziału Inż. Rol. i Ryback.),
4. Ekonomika rybołówstwa morskiego i ekonomika przemysłu rybnego przetwórczego,
5. Ustawodawstwo rybackie i administracja rybacka (lub dotychczas. wykład Nr. 542, z uwzględnieniem potrzeb rybactwa),
6. Geografia terenów rybackich i kartografia nawigacyjna,
7. Nawigacja techniczna rybacka (lub dotychcz. wykład Nr. 539, z uwzględnieniem potrzeb rybactwa),
8. Maszynoznawstwo rybackie,
9. Urządzenia portowe rybackie (lub wykład Nr. 537, z uwzględnieniem potrzeb rybackich),
10. Towaroznawstwo organiczne (lub wykład Nr. 613, z dostosowaniem do potrzeb rybackich),
11. Technologia i inżynieria narzędzi rybackich,
12. Technologia produktów rybnych na statku,
13. Technologia produktów rybnych na lądzie (dostosowanie do potrzeb rybactwa wykładów Nr. Nr. 628, 629, 630, 631, 633 na Wydziale Chemicznym),
14. Technologia opakowań rybackich,
15. Zasady planowania gospodarczego i technicznego w rybactwie i w przemyśle rybnym,
16. Organizacja przedsiębiorstwa rybackiego,
17. Organizacja transportu ryb,
18. Organizacja rynku spożywczego,
19. Ochrona pracy.

Podanie bliższej charakterystyki każdego z wykładów oraz opracowanie szczegółowych programów nie przedstawia trudności. Również nie nasuwa trudności samo uruchomienie wykładów, o ile katedra ichtiologii przemysłowej i rybactwa zostanie powołana.

Plan pracy Studium Rybołówstwa Morskiego i Przemysłu Rybnego

Twierdzenie nasze, że nowe Studium, poświęcone kształceniu technicznych kadr w rybołówstwie i w przemyśle rybnym, może być uruchomione na Politechnice Gdańskiej w wyniku minimalnych zabiegów organizacyjnych, pragniemy poprzeć koncepcją 3-letniego planu prac na tym Studium, w oparciu o istniejący zespół wykładowców oraz o wykładowców dodatkowo zaangażowanych, wymienionych w poprzednim paragrafie. Wymieniając niżej wykłady na nowym Studium, podajemy liczby porządkowe według ostatniego urzędowego spisu wykładów Politechniki Gdańskiej. Podane w nawiasie liczby porządkowe odnoszą się do nowowprowadzonych wykładów.

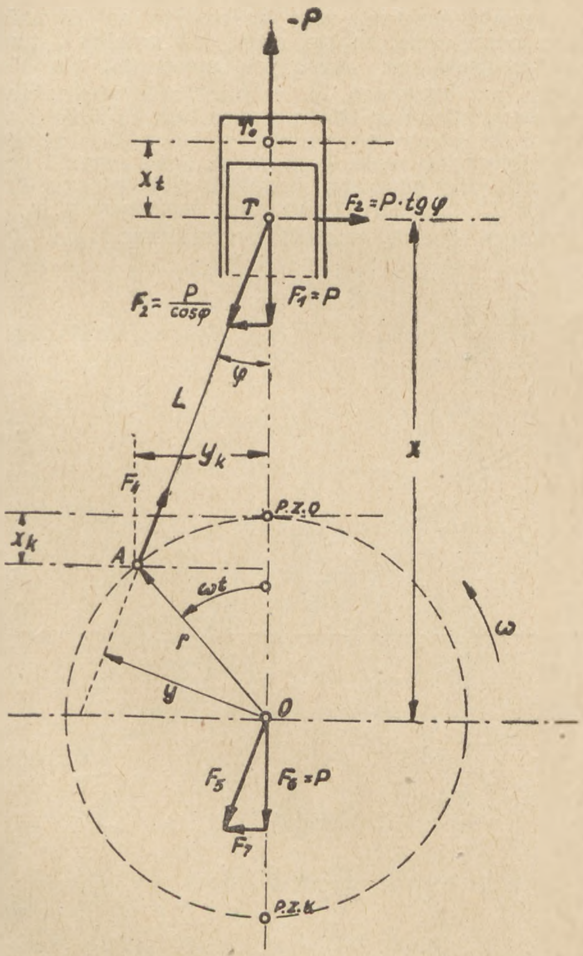
Przedmiot	Tygodniowo godzin				Liczba spisu wykładów w r. 1949/1950
	semestr I		semestr II		
	wykładów	ćwiczeń	wykładów	ćwiczeń	
Rok I					
Fizyka	4	3	—	—	701
Chemia techniczna	2	—	—	—	702
Matematyka	3	2	3	2	707
Kreślenia techniczne	—	3	—	3	708
Maszynoznawstwo techniczne	—	—	2	2	709
Botanika (fitoplankton)	2	1	2	1	710
Zoologia (ichtiologia ogólna)	2	—	2	2	716
Nauka o Polsce współczesnej	2	—	—	—	719
Technologia materiałów maszynowych	—	—	2	2	720
Obróbka metali	—	—	2	2	727
Ichtiologia przemysłowa	2	1	2	1	(744)
Oceanografia stosowana rybacka	2	1	2	1	(747)
Biologia morza	2	—	2	—	(748)
Język rosyjski (Przemysł rybny w Zw. Radzieckim)	2	—	2	—	(746)
Język angielski	2w	—	2w	—	398
Język francuski	2w	—	2w	—	499b
Rok II					
Termodynamika stosowana	2	2	—	—	728
Mechanika techniczna	2	2	2	2	729
Elektrotechnika stosowana	—	—	2	1	730
Wytrzymałość materiałów	3	2	—	—	733
Elektrotechnika w rybactwie	—	—	2	2	734
Technologia drewna	1	—	1	—	735
Paliwa i smary	1	—	—	—	736
Kotły, maszyny parowe i pompy	—	—	2	2	(745)
Maszynoznawstwo rybackie	2	1	2	2	(753)
Urządzenia portowe rybackie	—	—	2	2	(754)
Zagospodarowanie rybackie wód	—	—	2	2	(744))
Geografia terenów rybackich	2	1	2	1	751
Ekonomika przemysłu rybnego	2	—	2	—	737
Spółdzielczość rybacka	2	—	2	—	737
Rachunkowość rybacka i księgowość	2	1	2	1	738
Język rosyjski (Mechanizacja procesów pracochłonnych)	2	—	2	—	(746)
Rok III					
Hydrografia morska	1	1	1	1	184
Kartografia nawigacyjna	2	1	—	—	(751)
Nawigacja techniczna	1	2	1	2	(752)
Mikrobiologia i enzymologia ogólna	1	3	—	—	741
Ekologia rybacka	2	1	—	—	(748)
Rybołówstwo morskie. Kurs szczegółowy	2	1	2	1	(744)
Bezpieczeństwo i higiena pracy na statkach	—	—	2	—	350
Technologia i inżynieria narzędzi rybackich	2	1	2	1	(756)
Technologia produktów rybnych na statku	2	2	—	—	(757)
Technologia produktów rybnych na lądzie	—	—	2	2	(758)
Technologia opakowań rybackich	—	—	2	1	(759)
Chłodnictwo	—	—	2	1	534
Ekonomia polityczna marksizmu	2	—	2	—	344a
Organizacja współzawodnictwa pracy w rybołówstwie					344
Zasady planowania technicznego i gosp.	2	1	2	1	(760)
Organizacja przedsiębiorstwa rybackiego	2	1	—	—	(761)
Organizacja transportu ryb	—	—	2	1	(762)
Organizacja rynku spożywczego	2	1	2	1	(763)

Dr inż. Jarosław Naleszkiewicz
(Prof. Politechniki Gdańskiej)

OBLICZANIE DRGAŃ SKRĘTNYCH
wału korbowego rzędowego silnika tłokowego

Praca niniejsza ma na celu zaznajomienie czytelnika z metodą obliczania drgań skrętnych układu, złożonego z wału korbowego silnika i wału pośredniego napędzającego śrubę okrętową. W praktyce, w bardzo wielu wypadkach nasuwa się potrzeba przeprowadzenia tego rodzaju obliczeń, toteż autor starał się podać bieg obliczenia we wszystkich kolejnych fazach, oraz zilustrował je na przykładzie liczbowym.

§ 1. Dynamika mechanizmu korbowego.



Rys. 1

Główne oznaczenia:

x_t = przesunięcie tłoka od p. zwr. odkorbowego

ω = szybkość kątowa korby $= n \frac{\pi}{30}$ = const.

ωt = kąt obrotu korby liczony od p. z. o. w ciągu czasu t sek.

S = skok tłoka

r = promień korby $= \frac{1}{2} S$

L = długość korbowodu.

a) Ruch tłoka (p. rys. 1)

Przesunięcie tłoka liczone od p. z. o. wyraża się równaniem:

$$x_t = r(1 - \cos\omega t) + L\left(1 - \sqrt{1 - \frac{r^2}{L^2}\sin^2\omega t}\right)$$

$$x_t \cong r(1 - \cos\omega t) + \frac{r^2}{2L}\sin^2\omega t;$$

$$(1) \ldots \begin{cases} x_t \cong r\left(1 + \frac{r}{4L}\right) - r\left[\cos\omega t + \frac{r}{4L}\cos 2\omega t\right]; \\ \frac{dx_t}{dt} = \dot{x}_t \cong r \cdot \omega \cdot \left[\sin\omega t + \frac{r}{2L}\sin 2\omega t\right]; \\ \frac{d^2x_t}{dt^2} = \ddot{x}_t \cong r \cdot \omega^2 \cdot \left[\cos\omega t + \frac{r}{L}\cos 2\omega t\right]; \end{cases}$$

Wzory (1) dają pełny obraz ruchu tłoka.

b) Ruch części wirujących mechanizmu korbowego

Uproszczenie: sprowadzamy masy wszystkich elementów korby do odległości r od osi obrotu, czyli do punktu A (rys. 1). Każdy element dm zmniejszamy w stosunku y^2/r^2; tak iż w punkcie A będzie $= \left(\frac{y}{r}\right)^2 \cdot dm$; całość masy zredukowenj m_k wyrazi się przeto wzorem

$$(2) \ldots \quad m_k = \frac{1}{r^2} \cdot \int y^2 \cdot dm = \frac{I_p}{r^2}$$

gdzie przez I_p oznaczamy moment bezwładności korby i przeciwwag względem osi obrotu, tj. względem prostej, przechodzącej przez O, zaś $r = \overline{OA}$.

W ten sposób cała masa wirująca zredukuje się do wielkości m_k (k oznacza korbę).

Siły bezwładności tej masy zredukowanej wyrażą się iloczynami m_k przez przyśpieszenia pionowe $\ddot{x}_t$, z trzeciego równania (3) oraz przyśpieszenie poziome $\ddot{y}_t$, z trzeciego równania (4) (por. rys. 1).

Uwaga! Masa m_k z równania (2) nie jest tą samą wielkością co $\overline{m}_k = \frac{S_0}{r} = \frac{1}{r} \cdot \int y \cdot dm$, która to masa zredukowana jest według momentów statycznych i służy do obliczenia wyważenia statycznego silników tłokowych, przy czym może być ona równa 0 lub nawet przybierać wartości ujemne. Nasza masa zredukowana jest według momentu bezwładności względem osi obrotu wału i ulega zwiększeniu przez wprowadzenie przeciwwag, natomiast nigdy nie może przybrać wartości ujemnej.

Składowa pionowa:

$$(3) \ldots\ldots \begin{cases} x_k = r \cdot (1 - \cos\omega t); \\ \dot{x}_k = r \cdot \omega \cdot \sin\omega t; \\ \ddot{x}_k = r \cdot \omega^2 \cdot \cos\omega t; \end{cases}$$

Składowa pozioma:

$$(4) \ldots\ldots \begin{cases} y_k = -r \cdot \sin\omega t; \\ \dot{y}_k = -r \cdot \omega \cdot \cos\omega t; \\ \ddot{y}_k = +r \cdot \omega^2 \cdot \sin\omega t; \end{cases}$$

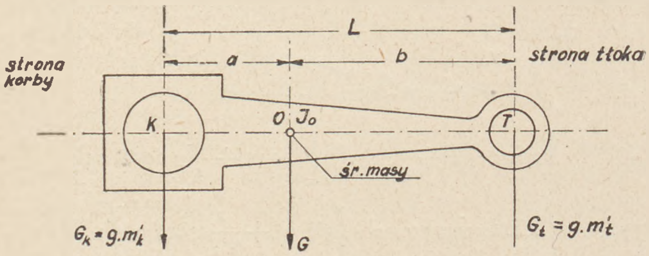
Ilość ruchu otrzymamy mnożąc drugie równania obu grup przez m_k, a siły bezwładności — mnożąc trzecie równanie przez m_k (rys. 1).

c) B e z w ł a d n o ś ć k o r b o w o d u. Dzielimy masę korbowodu w przybliżeniu na dwie składowe, ważąc go na dwóch wagach, jak to wskazuje rys. 2,

$$G = G_t + G_k$$

$$I_0 = k^2 \cdot \frac{G}{g} = k^2 \cdot (m'_t + m'_k).$$

$$G_t = \frac{a}{L} \cdot G \qquad G_k = \frac{b}{L} \cdot G$$



Rys. 2

Nie jest to rozkład ścisły, gdyż nadaje się tylko do obliczenia **sił** bezwładności, ale zawodzi przy ugwzględnianiu w rachunku również i **momentów** sił bezwładności. Jeśli momenty nie są potrzebne, to wystarczy rozkład na m'_k i m'_t. Odpowiednie składowe dodajemy do masy zredukowanej korby i do masy tłoka.

d) S i ł y b e z w ł a d n o ś c i w s z y s t k i c h p o r u s z a j ą c y c h s i ę m a s

Składowa pionowa X i pozioma Y:

$$(5) \quad \begin{cases} X = m_t \cdot \ddot{x}_t + m'_k \cdot \ddot{x}_k = (m_t + m_k) \cdot r\omega^2 \cdot \cos\omega t + \\ \quad + m \cdot \frac{r^2}{L} \cdot \omega^2 \cdot \cos 2\omega t; \\ Y = m_k \cdot \ddot{y}_k = m_k \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \sin\omega t. \end{cases}$$

Siła $X = X_1 + X_2$ = sumie sił 1-go rzędu i 2-go rzędu, a siły $Y = Y_1$ = tylko sile 1-go rzędu.

Jeśli chodzi o moment sił bezwładności działający na wał i na korpus silnika, to w przybliżeniu (nie uwzględniając przyśpieszeń kątowych korbowodu) będzie ten moment wyrażać się równaniem przybliżonym:

$$(6) \quad M = \frac{1}{2} m_t \cdot \omega^2 \cdot r^2 \cdot \left(\frac{r}{2L} \cdot \sin\omega t - \sin 2\omega t + - \frac{3r}{2L} \cdot \sin 3\omega t\right).$$

Jeślibyśmy chcieli w obliczeniu momentu uwzględnić przyśpieszenia kątowe korbowodu (którego moment bezwładności dokoła własnego środka masy wyrazi się promieniem k), to dla momentu sił bezwładności działającego na wał $= M_w$, znajdziemy inne równanie niż dla momentu działającego na korpus nieruchomy maszyny $= M_k$. Różnica tych momentów równać się musi momentowi sił bezwładności samego korbowodu.

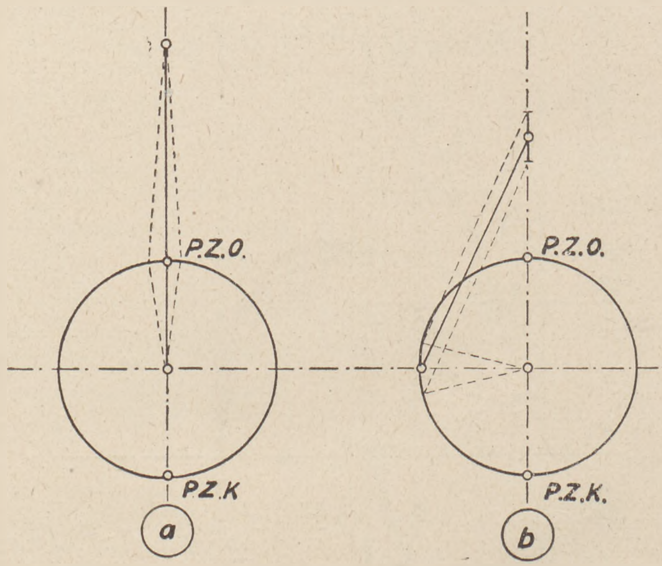
$$(7) \quad \begin{cases} M_w = \frac{1}{2} m'_t \omega^2 r^2 \left[\frac{r}{2L} \sin\omega t + - \left(1 + \frac{ab - k^2}{aL}\right) \sin 2\omega t - 3 \frac{r}{2L} \cdot \sin 3\omega t\right]; \\ M_k = \frac{1}{2} m'_t \cdot \omega^2 r^2 \cdot \left\{\left[\frac{(r^2 + 8L^2) \cdot (k^2 - ab)}{4r \cdot a \cdot L^2} + \frac{r}{2L}\right] \cdot \sin\omega t - \left[\frac{ab - k^2}{aL} + 1\right] \sin 2\omega t + - \left[\frac{3r(k^2 - ab)}{4aL^2} + \frac{3r}{2L}\right] \cdot \sin 3\omega t\right\}. \end{cases}$$

Do równań tych wchodzi tylko składowa m'_t masy korbowodu, dla pozostałych mas poruszających się ruchem postępowym, jak tłoki, sworznie tłokowe, krzyżulce itp., pozostaje w mocy równanie (6). Zakładając, że korbowód daje się zastąpić układem dwóch punktów materialnych umiejscowionych w punktach K i T (rys. 2) o masach m'_k i m'_t, otrzymamy $k^2 = a.b$ i wówczas wzory (7) sprowadzają się do (6). W praktycznych obliczeniach **prawie zawsze** stosować można wzór (6) z dostateczną dokładnością.

W silniku można zawsze bezwładność mas wirujących sprowadzić do zera przez zastosowanie przeciwwag, które by przesunęły środek ciężkości całej korby do osi obrotu wału. Jeśli chodzi o masy znajdujące się w ruchu postępowym, to składowa X nie da się sprowadzić nigdy do zera, gdyż zawiera wyrazy 2-go rzędu, nie dające się znieść przez zastosowanie przeciwwag stałych. Siły te można znieść jedynie za pomocą przeciwwag wahliwych lub przeciwwag na wałku obracającym się z szybkością 2 razy większą.

§ 2. Częstości właściwe drgań skrętnych

Drgania skrętne wału korbowego są drganiami układu o zmiennej masie, gdyż, jak wynika z rysunku 3, w punktach zwrotnych masa m_t nie bierze udziału w drganiach, a w punktach poprzecznych bierze ona udział w 100%; wobec tego średnio można przyjąć, że bierze ona udział tylko w 50% w drganiach skrętnych wału korbowego. Jeśli przez I oznaczyć całkowity moment bezwładności korby silnika, a przez I_k moment tylko mas wirujących m_k, to otrzymamy średnią wartość przybliżoną:

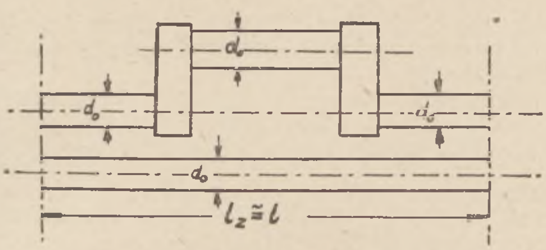


Rys. 3

$$(8) \quad . . . . I = I_k + \frac{1}{2} \cdot m_t \cdot r^2 + \frac{1}{3}(I'_w + I''_w),$$

gdyż w położeniu rys. 3a musielibyśmy napisać: $I = I_k + m_t r^2 + \frac{I'_w + I''_w}{3}$ a w położeniu rys. 3b byłoby $I = I_k + \frac{I'_w + I''_w}{3}$. Poza tym można jeszcze dołączyć do I wartość 1/3 momentu bezwładności szyjki czopa sąsiadującego z każdej strony, uwzględniając w ten sposób wpływ masy samego wału (w sposób przybliżony).

Dla dalszego uproszczenia rachunku, jeśli sztywność skrętna k wału wykorbionego nie była obliczona w sposób ścisły (lub zmierzona), to można ją założyć albo:



Rys. 4

1) jeśli czopy wału i czop korby są tej samej średnicy, jako równą sztywności wału zastępczego o długości l_z równej w przybliżeniu długości całego odcinka wału l, lub ściślej: $0{,}95 \cdot l \leq l_z \leq 1{,}10 \cdot l$; wobec czego (rys. 4) sztywność odcinka l wału będzie równa:

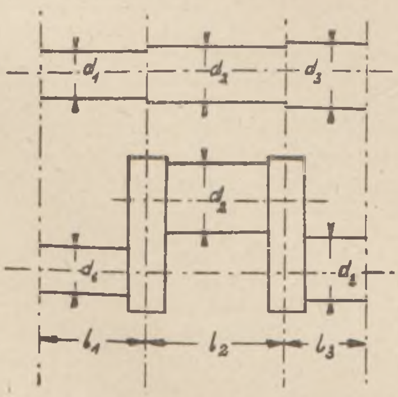
$$(9) \quad . \; . \; . \; . \; . \quad k_n = \frac{G \cdot I_0}{l_z} \cong \frac{G \cdot I_0}{l} = \frac{G \cdot \pi \cdot d''_0}{32\, l_z};$$

z taką długością zastępczą można uzyskać według licznych doświadczeń zupełnie wystarczającą zgodność; albo też:

2) jeśli $d_1 \neq d_2 \neq d_3$, to można w przybliżeniu przyjąć:

$$(10) \quad . \; . \; . \quad \frac{1}{k_n} = \frac{l_1}{G I_{01}} + \frac{l_2}{G I_{02}} + \frac{l_3}{G I_{03}} = \frac{32}{G \cdot \pi}\left(\frac{l_1}{d_1^4} + \frac{l_2}{d_2^4} + \frac{l_3}{d_3^4}\right)$$

poprawiając na oko: $0{,}95\, k_n \leq k_{nz} \leq 1{,}10\, k_n$; (p. rys. 5).



Rys. 5

Moment bezwładności śruby okrętowej równa się według F. M. Lewis'a

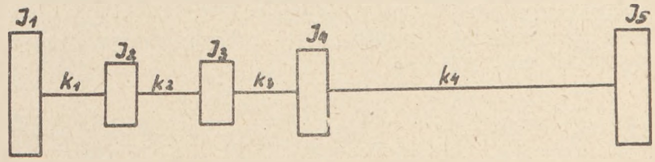
$$(10') \quad . \; . \; . \quad I_s = \frac{0{,}0046}{g} \cdot n \cdot D^3 \cdot b \cdot t \; [\text{cali. funt/sek}^2]$$

(„Mar. Engg". 1944 str. 76—140).

Wzór ten nie uwzględnia masy wody, która towarzyszy śrubie w jej drganiach skrętnych. Na udział wody w drganiach skrętnych śruby dodajemy do obliczonego w ten sposób momentu bezwładności 20%. Wzór ten wyraża moment bezwładności w jednostkach angielskich cal-funt-sek. Oznaczenia:

D = średnica śruby w calach,
b = maks. szerokość łopaty w rozwinięciu, w calach,
t = maks. grubość profilu łopaty na promieniu = R/2, w calach,
n = ilość łopat śruby,
g = przyśp. siły ciężkości = 386 cali/sek².

Układ zastępczy. Tworzymy układ zastępczy, którego okres drgań skrętnych właściwych jest równy rzeczywistemu. Układ zastępczy złożony jest z „tarcz zastępczych" o tych samych momentach bezwładności, jak te, któreśmy obliczyli dla poszczególnych elementów układu drgającego, połączonych odcinkami wału o zastępczych sztywnościach obliczonych poprzednio. Układ zastępczy dla silnika dwucylindrowego z kołem zamachowym z przodu i sprzęgła, wału śruby, oraz śruby — pokazany został na rys. 6.



Rys. 6

I_1 — moment bezwładności koła zamachowego,
k_1 — sztywność skrętna wału między kołem zamachowym i środkiem pierwszej korby,
I_2, I_3 — momenty bezwładności korb z częścią masy korbowodu,
k_2 — sztywność wału między korbami,
k_3 — sztywność wału między środkiem drugiej korby i skrzynką sprzęgła z mechanizmem nawrotnym,
I_4 — moment bezwładności części wirujących sprzęgła i mechanizmu nawrotnego,
k_4 — sztywność wału śruby między sprzęgłem a śrubą,
I_5 — moment bezwładności śruby wraz z dodatkiem 20% na masę wody biorącą udział w drganiach skrętnych śruby.

I_2 i I_3 obliczamy z masy zredukowanej do osi korby i z części masy korbowodu wraz z uwzględnieniem połowy mas wahliwych oraz 1/3 momentów bezwładności odcinków wału między korbami:

$$(8') \quad . \; . \; . \quad I_2 = I_3 = m_k \cdot r^2 + m'_k\, r^2 + \frac{1}{2}\, m_t \left(1 + \frac{r^2}{4\, L^2}\right) \cdot r^2 + \frac{1}{3}\left(I_{w,12} + I_{w,23}\right).$$

Do pozostałych momentów bezwładności dodajemy również po 1/3 momentów odnośnych sąsiadujących odcinków wałów. Przy m_t dodaliśmy we wzorze (8') poprawkę Timoszenki: $\left(1 + \frac{r^2}{4\, L^2}\right)$.

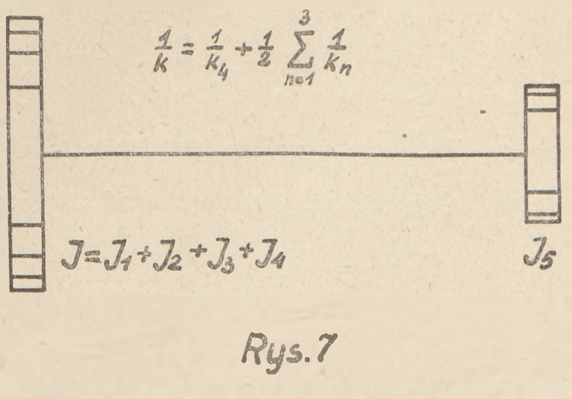
Jeśli by w I_4 znajdował się reduktor o stosunku przekładni

$$N = \frac{\omega \text{ śruby}}{\omega \text{ silnika}},$$

to należało by wał k_4 zredukować do tych samych obrotów co silnik, przez pomnożenie wszystkich odnośnych k_n oraz I_n (tych części, które obracają się n razy szybciej) przez n^2, zatem:

$I_4 = I'_{4\,\text{obl.}} + I''_{4\,\text{obl.}}\, n^2$; $I_5 = I_{5\,\text{obl.}}\, n^2$; $k_4 = n^2 \cdot k_{4\,\text{obl.}}$

Dla znalezienia pierwszego przybliżenia na 1-ą częstość właściwą zastępujemy nasz układ zastępczy (rys. 6) przez jeszcze prostszy, złożony z dwóch mas:



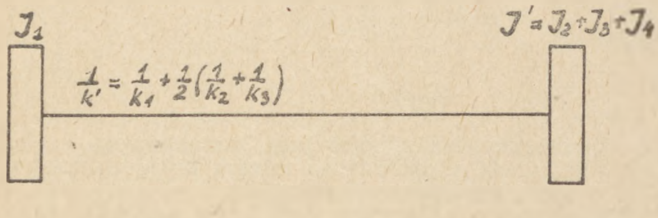
Rys. 7

W ten sposób otrzymujemy układ zastępczy uproszczony (przybliżony), którego częstość właściwa kołowa ω'_1 wynosi:

$$(11) \quad \omega'_1 = 2\pi \cdot N'_1 = \sqrt{k \cdot \frac{I + I_5}{I \cdot I_5}},$$

gdzie N'_1 oznacza częstość w okr/sek oraz ω'_1 oznacza częstość kołową w rad/sek.

Druga częstość właściwa (ściślej: częstość właściwa drugiego rzędu) może być oszacowana w przybliżeniu przez zastąpienie I_2, I_3, I_4 przez $I' = I_2 + I_3 + I_4$, oraz przez zaniedbanie zupełne I_5; wtedy otrzymujemy układ jak na rys. 8.



Rys. 8.

Wówczas otrzymamy:

$$(11') \quad \omega'_2 = 2\pi N'_2 = \sqrt{k \cdot \frac{I_1 + I'}{I' \cdot I_1}}$$

Mając jako punkt wyjścia ω'_1 i ω'_2 możemy rozpocząć dokładne obliczenie częstości właściwych metodą kolejnych przybliżeń, która najszybciej prowadzi do celu.

§ 3. Metoda kolejnych przybliżeń Holzera

Klasyczna metoda obliczenia polegałaby na wyznaczeniu wszystkich częstości właściwych ω_1, ω_2, ω_3,.... z równania charakterystycznego. Przy dużej ilości stopni swobody układu otrzymujemy równanie bardzo trudne do rozwiązania, gdyż wypada ono tego samego stopnia, co ilość stopni swobody układu. Prędzej i łatwiej będzie dokonać tego metodą kolejnych przybliżeń, podaną przez H. Holzer'a („Die Berechnung der Drehschwingungen", Springer, Berlin, 1921).

Przy drganiach swobodnych moment ilości ruchu względem osi obrotu układu jest w każdej chwili stały, co może być wyrażone równaniem:

$$(12) \quad I_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 + I_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 + I_3 \cdot \ddot{\varphi}_3 + \ldots + I_n \cdot \ddot{\varphi}_n = M_0 = O$$

gdzie φ_k jest chwilowym zmiennym kątem obrotu każdej z tarcz zastępczych I_k. Kąt ten może być wyrażony w najogólniejszym przypadku równaniem:

$$(13) \quad \varphi_1 = \lambda_1 \cdot \cos(\omega t + \alpha_1); \quad \varphi_2 = \lambda_2 \cdot \cos(\omega t + \alpha_2); \ldots \text{ itd}$$

Równania równowagi momentów dla poszczególnych tarcz wyrażą się:

$$(14) \quad \begin{cases} I_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 + k_1(\varphi_1 - \varphi_2) = O \\ I_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 + k_2 \cdot (\varphi_2 - \varphi_3) - k_3 \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) = O \\ \ldots\ldots\ldots \\ I_{n-1} \cdot \ddot{\varphi}_{n-1} + k_{n-1} \cdot (\varphi_{n-1} - \varphi_n) - k_{n-2} \cdot (\varphi_{n-2} - \varphi_{n-1}) = O \\ I_n \cdot \ddot{\varphi}_n - k_{n-1} \cdot (\varphi_{n-1} - \varphi_n) = O \end{cases}$$

Dodając do siebie równania (14) dochodzimy do równania (12).

Podstawiając wartości (13) do równań (14) otrzymujemy:

$$(15) \quad \begin{cases} I_1 \cdot \lambda_1 \cdot \omega^2 - k_1 \cdot (\lambda_1 - \lambda_2) = O \\ I_2 \cdot \lambda_2 \cdot \omega^2 + k_1 \cdot (\lambda_1 - \lambda_2) - k_2 \cdot (\lambda_2 - \lambda_3) = O \\ \ldots\ldots\ldots \\ I_{n-1} \cdot \lambda_{n-1} \cdot \omega^2 + k_{n-2} \cdot (\lambda_{n-2} - \lambda_{n-1}) - k_{n-1} \cdot (\lambda_{n-1} - \lambda_n) = O \\ I_n \cdot \lambda_n \cdot \omega^2 + k_{n-1} \cdot (\lambda_{n-1} - \lambda_n) = O. \end{cases}$$

Rugując λ_1, λ_2, λ_3, λ_4, ... z tych równań otrzymujemy **równanie częstości,** z którego możemy wyznaczyć pierwiastki ω_1, ω_2, ... ω_{n-1}, ω_n.

Metoda przybliżona prowadzi do kolejnych poprawek wartości przybliżonych, które musimy założyć na szukane pierwiastki ω'_k, np. na pierwsze dwie częstości właściwe możemy przyjąć otrzymane z układów uproszczonych przybliżonych wartości ω'_1 i ω'_2, a dla dalszych częstości właściwych w razie potrzeby też założyć ω'_k, na podstawie analogicznych rozważań nad układami zastępczymi przybliżonymi.

Dla rozwiązania układu równań (15) musimy założyć oprócz przybliżonej wartości pierwiastka ω jeszcze, dowolną zresztą, wartość amplitudy pierwszej tarczy λ_1, np. = 1 radian. Metodę tę opracowali i udoskonalili H. Holzer, F. M. Lewis, M. Tolle, J. P. den Hartog.

Wychodzimy z założonej wartości przybliżonej pierwiastka ω'_1, wziętej z równania (11). Równania (15) przepisujemy pod postacią dogodniejszą:

$$(16) \quad \begin{cases} \lambda_2 = \lambda_1 - \frac{\omega^2}{k_1} \cdot I_1 \cdot \lambda_1 = \lambda_1 - \Delta\lambda_1; \\ \lambda_3 = \lambda_2 - \frac{\omega^2}{k_2} \cdot (I_1 \cdot \lambda_1 + I_2 \cdot \lambda_2) = \lambda_2 - \Delta\lambda_2; \\ \lambda_4 = \lambda_3 - \frac{\omega^2}{k_3} \cdot (I_1 \cdot \lambda_1 + I_2 \cdot \lambda_2 + I_3 \cdot \lambda_3) = \lambda_3 - \Delta\lambda_3; \\ \ldots\ldots\ldots \\ \lambda_n = \lambda_{n-1} - \frac{\omega^2}{k_{n-1}} \cdot (I_1 \cdot \lambda_1 + I_2 \cdot \lambda_2 + \ldots + I_{n-1} \cdot \lambda_{n-1}) = \\ \qquad = \lambda_{n-1} - \Delta\lambda_{n-1}. \end{cases}$$

Zakładamy na λ_1 wartość dowolną, np 1 rad. $= \frac{180^0}{\pi}$, a na ω^2 wartość możliwie najbliższą rzeczywistej, np. ω'^2_1 z równania (11).

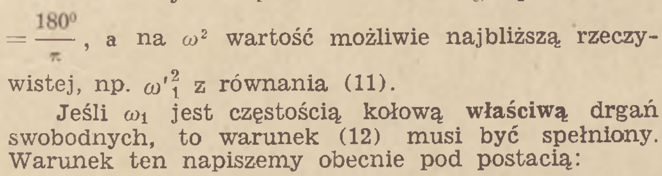
Jeśli ω_1 jest częstością kołową **właściwą** drgań swobodnych, to warunek (12) musi być spełniony. Warunek ten napiszemy obecnie pod postacią:

$$(12') \quad I_1 \cdot \lambda_1 \cdot \omega^2 + I_2 \cdot \lambda_2 \cdot \omega^2 + \ldots + I_n \cdot \lambda_n \cdot \omega^2 = M_n = O$$

Jeżeli ω_1 nie jest częstością kołową właściwą, to lewa strona równania (12') nie będzie równa zeru, a przybiera pewną wartość M_n, różną od zera. Będzie to moment, który trzeba by było przyłożyć do ostatniej tarczy układu, aby uzyskać drgania **wymuszone** o założonej częstości i amplitudzie λ_1. Po otrzymaniu wartości $M_n \neq O$ musimy rachunek ponowić z inną poprawioną wartością ω, i powtarzamy ten rachunek tyle razy, aż dojdziemy do wartości M_n dostatecznie bliskiej zeru. W tym celu przyda się sporządzenie wykresu wartości $M_n = f(\omega)$, jak to wskazuje rys. 10. Samo rozplanowanie obliczenia odbywa się jak w przytoczonym przykładzie.

§ 4. Przykład liczbowy (wg Den Hartoga)

Dane. Silnik sześciocylindrowy Diesel czterosuwowy posiada koło zamachowe ze sprzęgłem, wał napędu śruby i śrubę. Charakterystyki układu drgającego: Mechanizmy korbowe (rys. 9):



Rys. 8

$I_1 = I_2 = I_3 = I_4 = I_5 = I_6 = 2560$ kg. cm. sek²

$k_1 = k_2 = k_3 = k_4 = k_5 = k_6 = 675.10^6$. kg. cm. sek²

TABLICA 1

Obliczenie częstości właściwych rzędu 1-go i 2-go metodą kolejnych przybliżeń H. Holzer'a

Wyznaczanie M_8 = momentu sił zewnętrznych na tarczy końcowej (n = 8), który jest niezbędny dla wywołania drgań wymuszonych o założonej amplitudzie λ_1, i częstości ω. Jeżeli ω jest częstością właściwą, to końcowy moment $M_8 = 0$. Ostatecznie wyznacza się ω z rys. 10

L. p.	Dane:	n =	1	2	3	4	5	6	7	8
1	„	I_n =	2560	2560	2560	2560	2560	2560	75000	24000
2	„	$k_n \cdot 10^{-6}$ =	675	675	675	675	675	675	18,5	
3_{1-1}	założono $\omega_1'^2 = 680$	$\omega^2 \cdot I_n \cdot 10^{-6}$	1,74	1,74	1,74	1,74	1,74	1,74	51,0	16,3
4_{1-1}		$\lambda_n = (\lambda_{n-1} - \Delta\lambda_{n-1})$	1,000	0,997	0,984	0,984	0,974	0,961	+ 0,946	− 3,38
5_{1-1}		$\Delta M_n \cdot 10^{-6} = \omega^2 \cdot I_n \cdot \lambda_n \cdot 10^{-6}$	1,74	1,73	1,72	1,71	1,70	1,67	+38,2	−55,0
6_{1-1}	$M_n \cdot 10^{-6} = \sum_{m=1}^{n} (\Delta M_m \cdot 10^{-6}) = 10^{-6} \cdot \sum_{m=1}^{n} \omega^2 I_m \lambda_m$		1,74	3,47	5,19	6,90	8,60	10,27	+58,5	+ 3,5
7_{1-1}		$\Delta\lambda_n = M_n/k_n$	0.003	0,005	0,008	0,010	0,013	0,015	4,33	
3_{1-2}	poprawiona wartość: $\omega^2_{1,2} = 700$	$\omega^2 \cdot I_n \cdot 10^{-6}$	1,79	1,79	1,79	1,79	1,79	1,79	52,5	16,8
4_{1-2}		λ_n	1,000	0,997	0,092	0,984	0,973	0,960	0,944	− 3,50
5_{1-2}		$\Delta M_n \cdot 10^{-6}$	1,79	1,78	1,77	1,76	1,74	1,72	+49,55	−58,9
6_{1-2}		$M_n \cdot 10^{-6}$	1,79	3,57	5,34	7,10	8,84	10,56	+61,1	+ 1,2
7_{1-2}		$\Delta\lambda_n$	0,003	0,005	0,008	0,011	0,013	0,015	4,45	
3_{1-3}	dalsza poprawiona $\omega^2_{1,3} = 711$	$\omega^2 \cdot I_n \cdot 10^{-6}$	1,82	1.82	1,82	1,82	1,82	1,82	53,3	17,1
4_{1-3}		λ_n	1,000	0,997	0,992	0,984	0,973	0,960	+ 0,344	− 3,52
5_{1-3}	ostatecznie: $\omega_1^2 = 710,8$	$\Delta M_n \cdot 10^{-6}$	1,82	1.81	1,80	1,79	1,77	1,75	+50,32	−61,2
6_{1-3}	$\omega_1 = \sqrt{710,8} = 26,7 \frac{rad}{sek.}$	$M_n \cdot 10^{-6}$	1,82	3,63	5,43	7,22	8,69	10,74	+61,1	− 0,1
7_{1-3}	$N_1 = \frac{26,7}{2\pi} = 4,25 \frac{okr}{sek.}$	$\Delta\lambda_n$	0,003	0,005	0,008	0,011	0,013	0,016	4,52	
3_{2-1}	założono: $\omega'^2_2 = 15625$	$\omega^2 \cdot I_n \cdot 10^{-6}$	40,0	40,0	40,0	40,0	40,0	40,0	1172,0	375,0
4_{2-1}		λ_n	1,000	0,0941	0,826	0,662	0,450	0,229	− 0,015	−10,90
5_{2-1}		$\Delta M_n \cdot 10^{-6}$	40,0	37,6	33,0	26,4	18,04	49,2	−17,6	−40,90
6_{2-1}		$M_n \cdot 10^{-6}$	40,0	77,6	110,6	137,0	155,4	164,6	+147,0	−39,40
7_{2-1}		$\Delta\lambda_n$	0,059	0,115	0,164	0,203	0,230	0,244	10,89	
3_{2-2}	wartość poprawiona: $\omega^2_{2,2} = 20000$	$\omega^2 \cdot I_n \cdot 10^{-6}$	51,2	51,2	51,2	51,2	51,2	51,2	1500	480
4_{2-2}		λ_n	1,000	0,924	0,778	0,553	0,325	+ 0,052	− 0,226	+ 1101
5_{2-2}		$\Delta M_n \cdot 10^{-6}$	51,2	46,3	39,8	29,04	16,6	+ 2,7	− 339	+ 5285
6_{2-2}		$M_n \cdot 10^{-6}$	51,2	98,5	138,8	167,7	184,5	+187	− 152	+ 5130
7_{2-2}		$\Delta\lambda_n$	0,076	0,146	0,205	0,248	0,283	+ 0,278	−11,24	
3_{2-3}	popr. II: $\omega^2_{2,3} = 17500$	$\omega \cdot I_n \cdot 10^{-6}$	44,8	44,8	44,8	44,8	44,8	44,8	1312	420
4_{2-3}		λ_n	1,000	0,934	0,806	0,625	0,402	+ 0,152	− 0,108	− 2,59
5_{2-3}		$\Delta M_n \cdot 10^{-6}$	44,8	41,8	36,1	27,9	18,0	+ 6,8	−141,8	− 1088
6_{2-3}		$M_n \cdot 10^{-6}$	44.8	86,6	122,6	150,5	168,5	175,3	+ 33,5	− 1054
7_{2-3}		$\Delta\lambda_n$	0,066	0,128	0,181	0,223	0,250	0,260	+ 2,48	
3_{2-4}	popr. III: $\omega^2_{2,4} = 18000$	$\omega^2 \cdot I_n \cdot 10^{-6}$	46,05	46,05	46,05	46,05	46,95	46,05	1350	432
4_{2-4}		λ_n	1,000	0,932	0,800	0,614	0,386	+ 0,132	− 0,131	0,183
5_{2-4}		$\Delta M_n \cdot 10^{-6}$	46,05	42,8	36,8	28,2	17,7	+ 6,0	−176,8	79,0
6_{2-4}		$M_n \cdot 10^{-6}$	46,05	88,35	125,6	153,8	171,5	177,5	+ 0,7	−78,0
7_{2-4}		$\Delta\lambda_n$	0,068	0,132	0,186	0,228	0,263	0,263	0,052	
3_{2-5}	ostateczne: $\omega^2_{2,5} = 18003$	$\omega^2 \cdot I_n \cdot 10^{-6}$							1350	432
4_{2-5}		λ_n	bez zmian w pierwszych						− 0,133	+ 0,004
5_{2-5}	ostatecznie: $\omega^2_2 = 18003$	$\Delta M_n \cdot 10^{-6}$	trzech miejscach dziesiętnych.						−179,3	+ 1,7
6_{2-5}	$\omega_2 = \sqrt{18003} = 134 \frac{rad}{sek.}$	$M_n \cdot 10^{-6}$							− 1,84	∽ 0
7_{2-5}	$N_2 = \frac{134}{2\pi} = 21,3 \frac{okr}{sek.}$	$\Delta\lambda_n$							− 0,1365	

Koło zamachowe $I_7 = 75000$; wał śruby o sztywności $k_7 = 13{,}5 . 10^6$; śruba okrętowa o momencie bezwładności $I_8 = 24000$ kg. cm. sek² (z uwzględnieniem 20% na wodę biorącą udział w drganiach śruby). Dla pierwszego przybliżenia częstości pierwszego rzędu bierzemy $I = 90000$, $k = 13{,}5 . 10^6$, $I_8 = 24000$ (p. rys. 11).

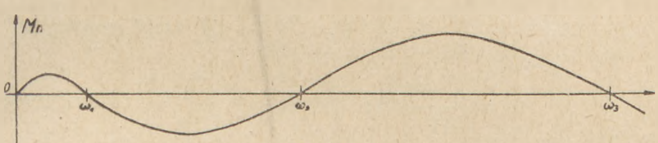
wówczas: $\omega'_1 = \sqrt{\dfrac{13{,}5 \cdot 10^6 \cdot (24000 + 90000)}{24000 \cdot 90000}} = 26{,}2$ rad/sek.

Dla drgań drugiego rzędu bierzemy zastępczy układ przybliżony z zaniedbaniem śruby i jej wału: $I' = 12800$; $k' = 170 . 10^6$; $I_7 = 75000$; wówczas:

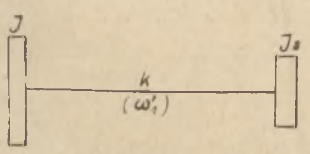
$$\omega'_2 = \sqrt{\frac{170 \cdot 10^6 \cdot (12800 + 75000)}{12800 \cdot 75000}} = 125 \text{ rad/sek.}$$

(p. rys. 12).

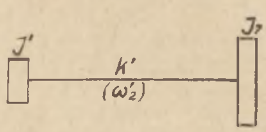
Obliczenie rozmieszczamy w postaci tabelki, którą dogodniej jest rozplanować w następujący sposób. Dla każdego n obliczamy kolejno wiersze 3, 4, 5, 6, 7, poczem z otrzymanych wartości λ_{n-1} oraz otrzymanej w wierszu 7 wartości $\Delta\lambda_{n-1}$ obliczamy $\lambda_n = \lambda_{n-1} + - \Delta\lambda_{n-1}$ dla następnej kolumny i wpisujemy w wierszu 4. Rachunek powtarzamy z kolejno założonymi wartościami ω^2 aż dochodzimy do takiej, przy której M_n w wierszu 6 w ostatniej kolumnie staje się dostatecznie bliskim zera.



Rys. 10



Rys. 11



Rys. 12

Załączona tablica (1) zawiera pełne rozwiązanie 2-ch pierwiastków, mianowicie ω_1 oraz ω_2. Dla częstotliwości pierwszego rzędu trzeba było trzykrotnie powtarzać obliczenie M_8, aż doszło się do wartości $M_8 = -0{,}1$. Z wykresu 10 wynika, że ta wartość jest dostatecznie bliska prawdziwego ω_1, tak iż można przyjąć $\omega^2_1 = 710{,}8$, wobec czego $\omega_1 = \sqrt{710{,}8} = 26{,}7$ rad/sek; $N_1 = \dfrac{26.7}{2\pi} = 4.25$ okr/sek. Do wartości $\omega_1^2 = 710{,}8$ doszliśmy drogą ekstrapolacji między wynikami podstawień $\omega'^2 = 680$ oraz $\omega^2_{1,2} = 700$.

$$\omega_{1,2} = 700 + \frac{1{,}2}{3{,}5 - 1{,}2} \cdot (700 - 680) = 710{,}5 \cong 711.$$

Otrzymane wartości M_8 odmierzamy na osi odciętych wykresu rys. 10, podczas gdy na osi odciętych odmierzamy odpowiadające im założone wartości ω; po wykreśleniu krzywej odczytujemy odcięte punktów krzywej, w których przecina ona oś odciętych. Punkty te dają nam ścisłe wartości częstości właściwych układu ω_1, ω_2,...

Załączona tablica (1) zawiera obliczenia potrzebne do wyznaczenia częstości pierwszych dwóch rzędów. Dla wyznaczenia częstości właściwych rzędów wyższych niż drugi, należało by postąpić podobnie, zakładając jedynie odpowiednio wysokie wartości ω_n^2.

Przy obliczaniu wartości λ_n założyliśmy przede wszystkim ω'_2 ze wzoru (11') po poprawieniu na oko wartości $\omega_{2\cdot2}$ tak, aby $M_8 \simeq 0$; przyjmujemy trzecią kolejną wartość, którą zakładamy w wyniku interpolacji

$$\omega^2_{2\cdot3} = 15625 + \frac{3940}{3940 - 5130} (20000 - 15625) \simeq 17500$$

Do wartości czwartej dochodzimy również drogą interpolacji z dwóch sąsiednich wartości $\omega^2_{2\cdot2} = 20000$ oraz $\omega^2_{2\cdot3} = 17500$;

$$\omega^2_{2\cdot4} = 17500 + \frac{1054 . (20000 - 17500)}{1054 + 5130} = 17930 \cong 18000.$$

§ 5. Metoda przybliżona F. M. Lewis'a

Przy badaniu częstości własnych wałów o dużych ilościach jednakowych tarcz zastępczych, jak np. w wielocylindrowych silnikach spalinowych lub w wielowirnikowych turbinach, można z dostatecznym przybliżeniem dla wyznaczenia wstępnego częstości zwłaszcza wyższych rzędów zastępować szereg tarcz jednakowych i rozdzielonych jednakowej sztywności wałkami przez jeden wał ważki, przez co oszczędzamy sobie dość długich i uciążliwych rachunków wstępnych. Metodę tę podał F. M. Lewis (Trans. Soc. Nav. Arch. & Mar. Engg. 33,109, N. York 1925 „Propeller Vibration" vol. 43, 1935; pp. 252—285 oraz vol. 44, pp. 127—145, 1936).

Rozkładamy masy drobniejsze wewnątrz silnika (z wyjątkiem koła zamachowego) równomiernie na całą długość wału, zakładamy jak dotychczas w sposób dowolny amplitudę na końcu wału ważkiego. Wtedy z równania różniczkowego ruchu **wału ważkiego**

$$(17) \quad \ldots \quad M_1 \cdot \frac{\partial^2\varphi}{\partial t^2} = G \cdot I_0 \frac{\partial^2\varphi}{\partial x^2}$$

któremu czyni zadość całka $\varphi(x, t) = \lambda(x), \sin\omega t$, gdzie

$$(18) \quad \ldots \quad \lambda(x) = \cos\left(\omega . \frac{x}{l} \sqrt{\frac{I}{K}}\right),$$

otrzymamy z łatwością wartość momentu na końcu odcinka wału ważkiego, w następujący sposób. Całkowity moment bezwładności zebranych w jedną całość mas wynosi $M_1 . l = I = \sum_{m=1}^{6} I_m$, sztywność całego wału ważkiego $K = G . I_0/l$; względne skręcenie końcowych przekrojów odcinka wału ważkiego będzie miało amplitudę $\varphi_{max} = \lambda$, a zatem wyniesie

$$(18') \quad \ldots \quad \lambda = \cos\left(\frac{x}{l} \cdot \omega \sqrt{\frac{I}{K}}\right)$$

Dla uproszczenia rachunku wprowadzamy kąt pomocniczy Θ w radianach:

$$(19) \quad \ldots \quad \Theta = \omega \cdot \sqrt{\frac{I}{K}}$$

Dla kąta zaś λ_7 na prawym krańcu silnika (przy kole 7):

$$(19') \quad \ldots \quad \lambda_7 = \lambda(l) = \cos\Theta$$

Moment na lewo od koła 7 będzie wynosił:

$$(20) \quad \ldots \quad M_7 = G . I_0 . \left(\frac{d\lambda}{dx}\right)_{x=l} = \omega . \sqrt{IK} . \sin\Theta = \Theta . K . \sin\Theta.$$

Mając te wzory, można zaoszczędzić sobie obliczenia pierwszych sześciu kolumn tablicy Holzer'a

(dla przytoczonego w przykładzie silnika sześciocylindrowego) przy pierwszej próbie na częstość pierwszego rzędu, gdyż tą metodą otrzymujemy od razu wartości przybliżone na M_7, λ_7 biorąc je ze wzorów (19) i (20), zakładając ω, a zatem i kąt pomocniczy Θ, przy czym otrzymujemy wartości bardzo mało różne od otrzymanych na drodze ścisłej (metodą Holzer'a), jak to było pokazane na załączonej tablicy (1).

Celem prawidłowego rozłożenia mas, należy masę I_1 rozłożyć na tę samą długość odcinka wału, jak i pozostałe masy I_2, I_3, I_4, I_5, I_6; wobec czego wał musi być wydłużony na lewo od tarczy pierwszej jeszcze o pół podziałki. Cały więc wał, wzięty do obliczenia przy ciągłym rozkładzie mas, będzie miał długość powiększoną w stosunku 6,5/6,0, zatem sztywność całkowita wału ważkiego wyniesie

$$K = \frac{675 \cdot 10^6}{6{,}5} = 104 \cdot 10^6 \, \frac{\text{kg. cm.}}{\text{rad.}}$$

Całkowity moment bezwładności wału ważkiego wyniesie:

$$I = M_1 \cdot l = 6 \cdot 2560 = 15360 \text{ kg} \cdot \text{cm/sek}^2.$$

Stałe występujące we wzorach (18') i (19) wynoszą:

$$\sqrt{\frac{I}{K}} = 0{,}01215 \text{ sek}; \text{ oraz } \sqrt{I \cdot K} = 1{,}265 \cdot 10^6 \text{ kg. cm. sek.}$$

Dla pierwszej częstości właściwej zakładamy wartość otrzymaną ze wzoru (11) $\omega'_{1-3} = 26{,}7$ rad/sek, tak iż $\Theta = 26{,}7 \cdot 0{,}01215 = 0{,}324$ rad $= 18°38'$; $\lambda_7 = \cos 18°38' = 0{,}948$; $\sin \Theta = 0{,}319$; $M_7 = \sum_1 \omega^2 I_m \cdot \lambda_m = 26{,}7 \cdot 1{,}265 \cdot 10^6 \cdot 0{,}319 = 10{,}75 \cdot 10^6$; otrzymana różnica ze ścisłym obliczeniem z tabl. Holzer'a zawarta jest dopiero w czwartym miejscu dziesiętnym, i jest rzędu 0,1%.

Dla drugiej częstości właściwej zakładając $\omega_{2,4} = 134$ otrzymamy $\Theta = 1{,}630$ rad $= 93{,}5°$; $\lambda_7 = \cos \Theta = -0{,}061$; $M_7 = 169{,}5 \cdot 10^3$; wynik ten nie jest zgodny z tablicą Holzer'a. Po paru próbach dochodzimy do lepszych zgodności z tablicą Holzera'a, ale przy założeniu $\omega_2 = 139$; wówczas będzie $\Theta = 1.690$ rad $= 97{,}0°$; $\lambda_7 = \cos 97° = -0{,}122$; $M_7 = +176{,}0 \cdot 10^6$; co daje błąd 3,7% w stosunku do rzeczywistej wartości ω_2 drugiego rzędu. Widzimy więc, że uproszczona metoda Lewis'a nadaje się do pierwszych obliczeń przy metodzie Holzer'a, tak iż dopiero ostatnie przeliczenia muszą być przeliczone dokładnie. Jest to zwłaszcza ważne w przypadkach poszukiwania częstości wyższych rzędów, gdyż wówczas zachodzi potrzeba wykonania bardzo wielkiej ilości przeliczeń, co wynika już z tabl. 1, w której dla znalezienia ω_1 wystarczyły trzy przeliczenia, a na ω_2 potrzeba było już pięciu przeliczeń.

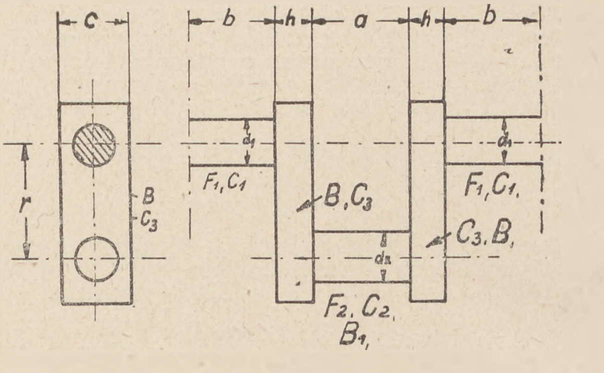
§ 6. Wzory Timoszenki na sztywność wału korbowego

Jeżeli wał wg rys. 13 ma być zastąpiony pod względem ogólnej sztywności skrętnej odcinkiem wału zastępczego o stałym przekroju i stałej sztywności jednostkowej C, to długość zastępcza l_2 takiego wałka musi być zawarta w granicach $L_1 \geq l_z \geq L_2$, gdzie L_1 i L_2 oblicza się ze wzorów:

$$(21) \quad L_1 = C\left(\frac{2\,b_1}{C_1} + \frac{a_1}{C_2} + \frac{2\,r}{B}\right);$$

$$(22) \quad L_2 = C\left\{\frac{2\,b_1}{C_1} + \frac{a_1}{C_2}\left(1 - \frac{r}{k}\right) + \frac{2\,r}{B}\left(1 - \frac{r}{2\,k}\right)\right\};$$

Równanie (21) odpowiada istnieniu luzu w jednym z łożysk sąsiadujących z korbą, a (22) odpowiada wypadkowi, gdy nie ma żadnego luzu w obu łożyskach.



Rys. 13

We wzorach tych występują wielkości pomocnicze:

$$k = \frac{\dfrac{r(a+h)^2}{4\,C_3} + \dfrac{ar^2}{2C_2} + \dfrac{a^3}{24 \cdot B_1} + \dfrac{r^3}{3 \cdot B} + \dfrac{1{,}2}{G}\left(\dfrac{a}{2\,F_2} + \dfrac{r}{F_1}\right)}{\left(\dfrac{ar}{2\,C_2} + \dfrac{r^2}{2\,B}\right)}$$

F_1 i F_2 = pow. przekroju czopów (rys. 13).

$$C_1 = \frac{\pi\, d_1^4}{32} \cdot G; \quad C_2 = \frac{\pi \cdot d_2^4}{32} \cdot G;$$

$$C_3 = \frac{c^3 \cdot h^3 \cdot G}{3{,}6\,(c^2 + h^2)}; \quad C = \frac{\pi \cdot d^4}{32} \cdot G \text{ (wał zastępczy)}$$

$$B = \frac{h \cdot c^3}{12} \cdot E; \qquad B_1 = \frac{\pi \cdot d_2^4 \cdot E}{64}$$ (sztywności giętne B — ramienia korby, B_1 — czopa korbowego).

§ 7. Analiza harmoniczna momentów sił zewnętrznych

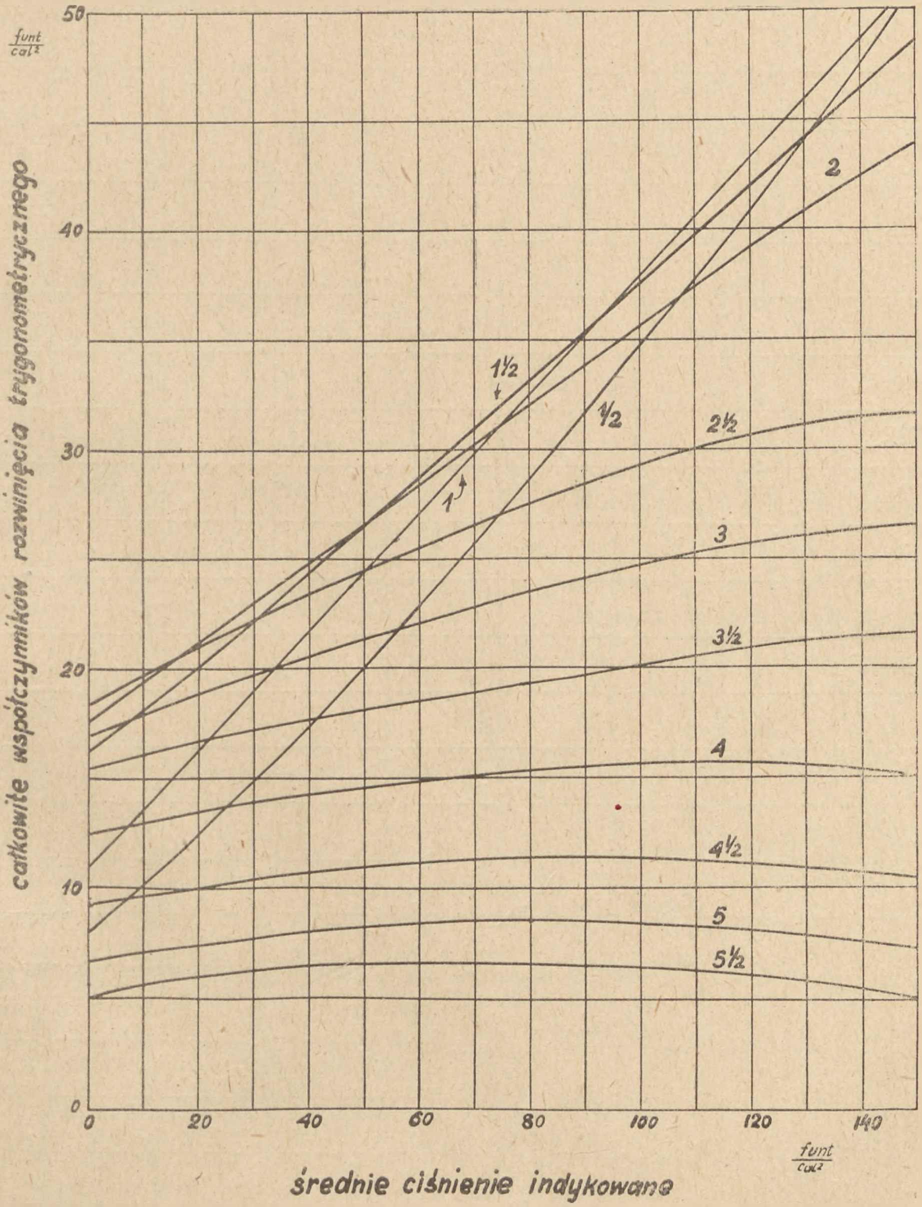
Istnieją wykresy dające rozkład rzeczywistego przebiegu sił stycznych na korbie na składowe harmoniczne. Przy silnikach wysokoprężnych dwusuwowych można w przybliżeniu przyjąć następujący rozkład odniesiony do średniej siły roboczej przy pełnym obciążeniu, obranej za 1. Tablica 2 przedstawia wartości takich harmonicznych wyznaczone na zasadzie typowych wykresów indykatorowych średniobieżnego dwusuwu wysokoprężnego.

TABLICA 2.

Rząd harmonicznej n =	1	2	3	4	5
Amplituda A_n/A_0 =	2,63	2,60	1,81	1,23	0,84

6	7	8	9	10	11	12	13	14
0,53	0,34	0,22	0,16	0,125	0,084	0,047	0,038	0,024

Dla silnika wysokoprężnego wolnoobrotowego czterosuwowego F. M. Lewis, a za nim i den Hartog podają wykresy harmonicznych, których rząd odniesiony jest do pełnego cyklu, wobec czego numery harmonicznych postępują co ½; wykresy te odtworzone zostały na wykresach rys. 14, 15, 16; w razie posiadania rzeczywistych wykresów indykatorowych silnika, którego nie można podciągnąć pod żadną z powyższych kategoryj, należy przeprowadzić analizę harmoniczną,



Rys. 14.

wg. F.M. Lewis'a

po przeliczeniu rzędnych wykresu indykatora na siły styczne. W celu ułatwienia przeprowadzenia analizy, posługujemy się szablonami do analiz harmonicznych typu Fischer — Hinnen lub F. M. Lewis'a.

§ 8. Praca sił wzbudzających podczas drgań wału korbowego

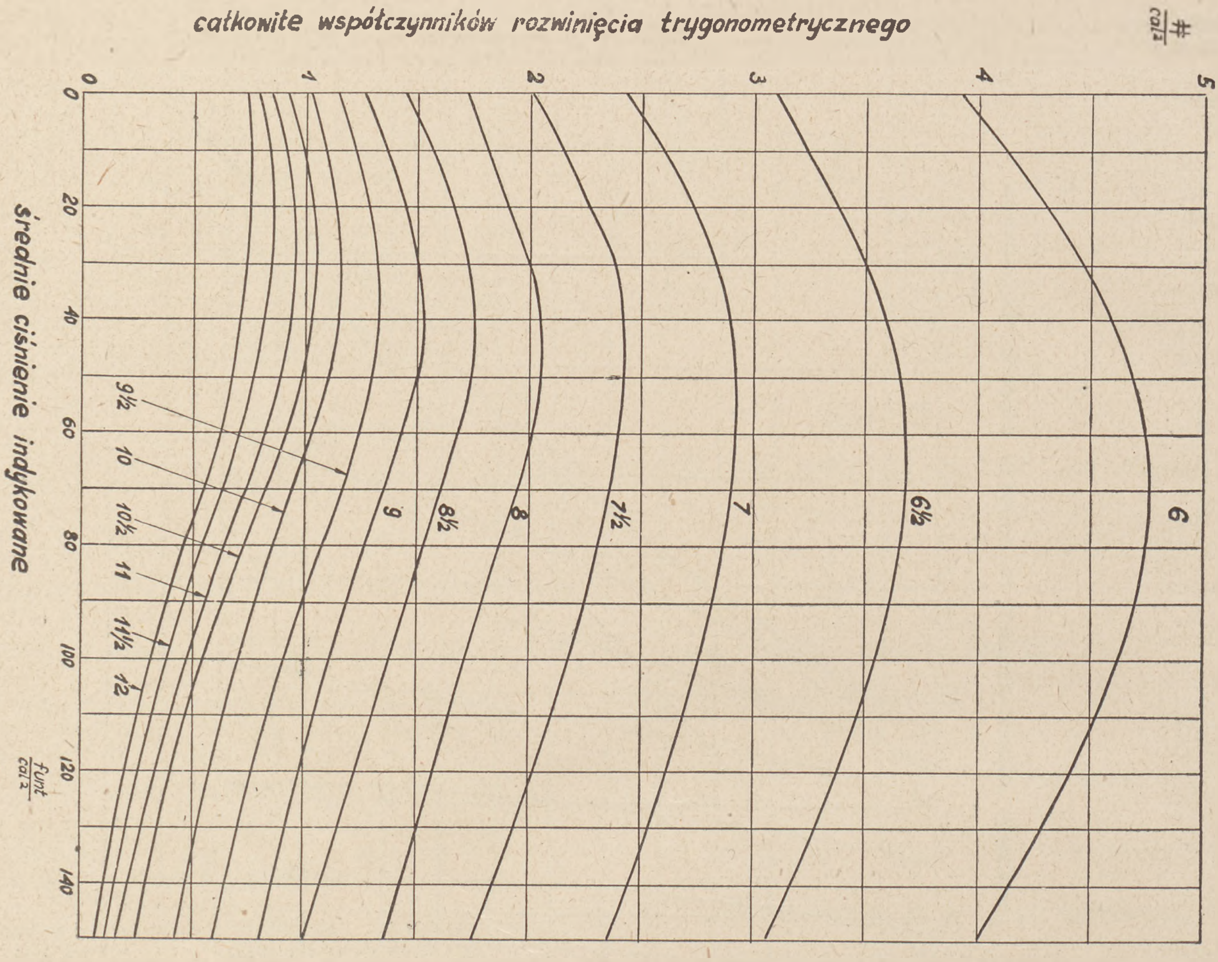
Siły styczne do toru korby, pochodzące od ciśnienia gazów na powierzchnię tłoka i od sił bezwładności części ruchomych układu korbowego, są siłami wzbudzającymi drgania skrętne wału korbowego. Jeżeli którakolwiek ze składowych harmonicznych siły stycznej wpada w rezonans z częstością właściwą drgań skrętnych układu złożonego z wału korbowego i wału śruby, to może ona wykonać różną od zera pracę na przesunięciach uogólnionych (w tym wypadku obrotach pochodzących od skręceń) układu drgającego w ciągu całego okresu drgań. Jeśli np. drgania rzędu pierwszego w rozpatrywanym wyżej przykładzie silnika 6-cylindrowego, których częstość właściwa wynosi $N_1 = 4{,}25$ okr/sek $= 4{,}25.60 = 255$ okr/min, zachodzą przy $N = 510$ obrotów na minutę silnika, oznacza to, że składowa harmoniczna sił stycznych rzędu $255/510 = 1/2$ wpada w rezonans z wałem korbowym.

Jeżeli drgania wału objawiają się przy $N = 127{,}5$ obr/min, to oznacza, że składowa sił stycznych rzędu $n = 255/127{,}5 = 2$ jest w rezonansie, a jeśli drgania występują przy $N = 73$ obr/min, oznacza to, że składowa rzędu $n = 255/73 = 3{,}5$ znajduje się w rezonansie z wałem korbowym.

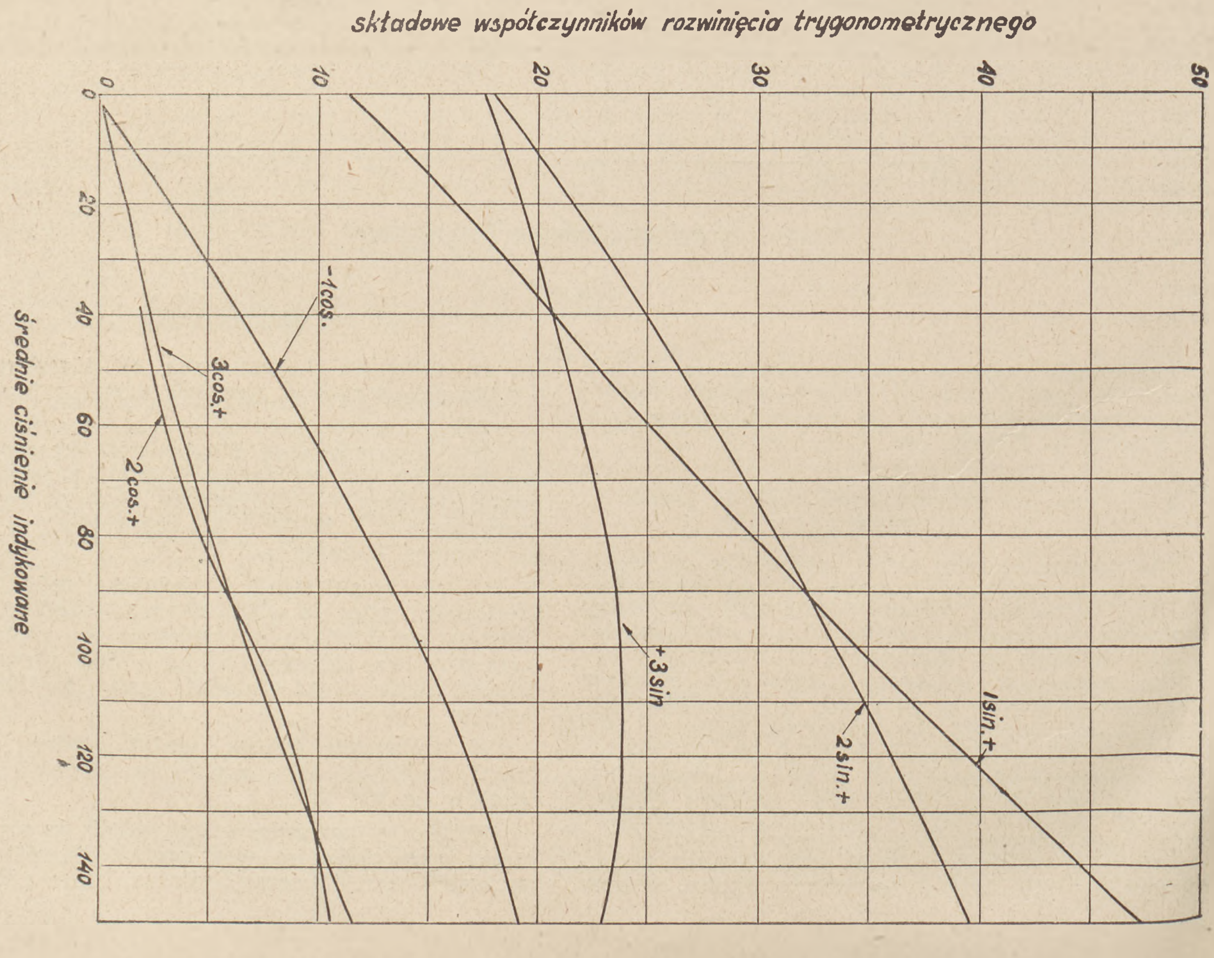
Co się tyczy drgań właściwych rzędu 2-go, zachodzących przy $N_2 = 21{,}3$ okr/sek $= 1280$ okr/min, to rezonans ze składową harmoniczną np. rzędu 1,5 nastąpi przy $N = 1280/n = 1280/1{,}5 = 853{,}3$ obr/min, a rezonans rzędu 4-go nastąpi przy $N = 1280/4 = 320$ obr/min.

W ten sposób można ułożyć **„widmo prążkowe"** drgań skrętnych wału silnika, w zależności od jego obrotów (p. rys. 17).

Widmo to tworzymy w ten sposób, że wystawiamy kreski prostopadłe do osi („prążki widma") na tych punktach skali [obr/min] silnika, które równają się



Rys. 15. wg. F.M. Lewis'a



Rys. 16. wg. F.M. Lewis'a

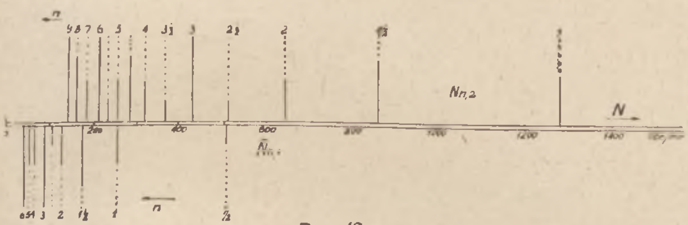
ilości okresów na minutę drgania wału, dzielonej przez rząd harmonicznej n

$$(23) \quad \ldots\ldots \quad \overline{N}_{n,1} = \frac{N_1}{n}; \quad \ldots\ldots \quad \overline{N}_{n,k} = \frac{N_k}{n};$$

gdzie N_k oznaczają częstości właściwe wału rzędu k, a $\overline{N}_{n,k}$ oznaczają „krytyczne" obroty silnika, przy których składowa harmoniczna n-go rzędu sił zewnętrznych wzbudzających wpada w rezonans z częstością właściwą k-tego rzędu układu drgającego (w tym wypadku: wał-śruba).

Niekiedy wykreśla się przy tym kreski poprzeczne o długości proporcjonalnej do amplitudy wyliczonej drgań, lub w razie gdy amplituda nie została obliczona, długość tych kresek powinna być przynajmniej proporcjonalna do pracy, jaką wykonują odpowiednie składowe harmoniczne sił zewnętrznych na odpowiednich skręceniach wału. Niekiedy trudno jest bowiem wyliczyć amplitudy drgań, wobec szczupłych danych, jakie się posiada o tłumieniu układu. Taki wykres daje nam już pełny obraz niebezpiecznych dla silnika i wału śruby szybkości obrotowych.

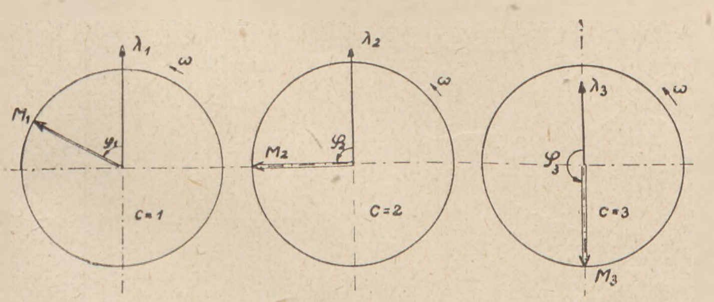
Praca wykonana przez siły gazów w cylindrze, podczas jednego cyklu (przy rezonansie) równa się $\pi \cdot M_c \cdot \lambda_c \cdot \sin \varphi_c$, gdzie M_c oznacza składową harmoniczną sił w cylindrze nr. c (w odróżnieniu od nr.



Rys. 17

harmonicznej, oznaczonego przez n, będziemy odtąd zawsze nr. cylindra oznaczać przez c), zaś φ_c — różnicę faz między M_c i amplitudą drgania w płaszczyźnie korby λ_c. Skręcenie maks. $= \lambda_c$ osiągają wszystkie elementy wału równocześnie, zatem φ_c zależy tylko od nr. cylindra c oraz od kolejności zapłonów silnika. Amplitudy momentów sił zewnętrznych M_c są jednakowe dla wszystkich cylindrów przy tym samym położeniu korby (dla czterosuwów położenia korby liczy się od 0° do 720°, dla dwusuwów od 0° do 360°).

Wychylenia λ_c zależą od liczby cylindra c, jak to wynika z tablicy 1, lecz osiągają swe maksyma równocześnie, dla wszystkich cylindrów. Rys. 18 wskazuje wartości φ_c dla cylindrów: c = 1, c = 2, c = 3:

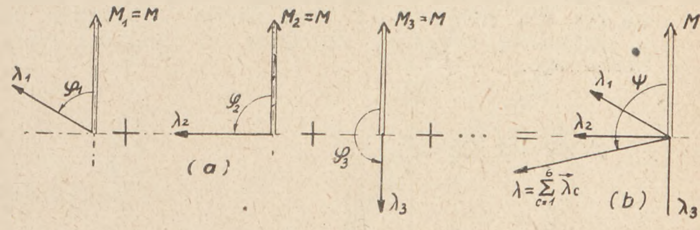


Rys. 18

$\Omega = \frac{\omega}{m}$; gdzie

m = rząd szybkości krytycznej,
Ω = szybkość kątowa wału korbowego,
ω = częstość kołowa właściwa drgań skrętnych wałów.

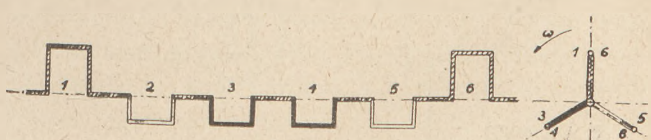
Ponieważ praca równa się $\pi \cdot M_c \cdot \lambda_c \cdot \sin \varphi_c$, można role obu wektorów M_c i λ_c zamienić, tak iż można teraz rozpatrywać **fikcyjny** wypadek zastępczy, momentów będących **w fazie** między sobą, a za to amplitud **nie** w fazie. Praca będzie ta sama (rys. 19); taki sposób przedstawiania będzie dogodniejszy dla sumowania prac poszczególnych cylindrów. Ponieważ iloczyn $\lambda_c \cdot \sin \varphi_c$ jest równy składowej poziomej wektora λ_c, więc praca c-tego cylindra jest iloczynem tego



Rys. 19

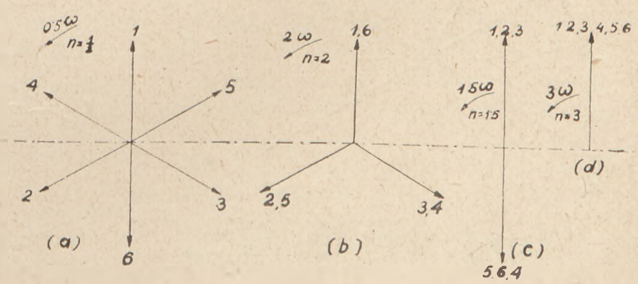
rzutu przez $\pi \, M_c$. Dla wszystkich cylindrów praca łączna równa się iloczynowi rzutu poziomego **wypadkowej** wszystkich wektorów λ_c, czyli wektora $\lambda = \sum_{c=1}^{6} \vec{\lambda}_c$ przez wielkość $\pi . M_c$. Wypadkowa ta ma swój kąt fazy ψ względem wektora M. Wielkości φ_c, a tym bardziej ψ, nie są znane i nie mogą być z jakąkolwiek dozą pewności ustalone. Wiemy jedynie o ψ tylko tyle, że w wypadku **rezonansu** musi on wynosić 90° na mocy samego określenia pojęcia rezonansu, wówczas bowiem praca włożona w układ przez siły zewnętrzne w ciągu jednego okresu osiąga maximum, co jest możliwe tylko gdy $\sin\psi = 1$, czyli gdy $\psi = 90°$. Dlatego też nie jest nam potrzebne wykreślanie wektora M_c, wystarczy tylko wykreślić gwiazdę wektorów $\lambda_1, \lambda_2, \ldots \lambda_6$ o fazach odpowiadających fazom samych $M_1, M_2, \ldots M_6$, a o długościach odpowiadających λ_c (czyli λ_m z tablicy 1).

Suma wektorowa amplitud λ, której wartość bezwzględna musi być pomnożona przez $\pi \, M_c$, odpowiada pracy wszystkich cylindrów w ciągu jednego **pełnego okresu drgań.** W silniku 6-cylindrowym mamy różne gwiazdy amplitud λ_c, jak to wykazują rys. 20 i 21.



Rys. 20

kolejność zapłonów: 1-5-3-6-2-4



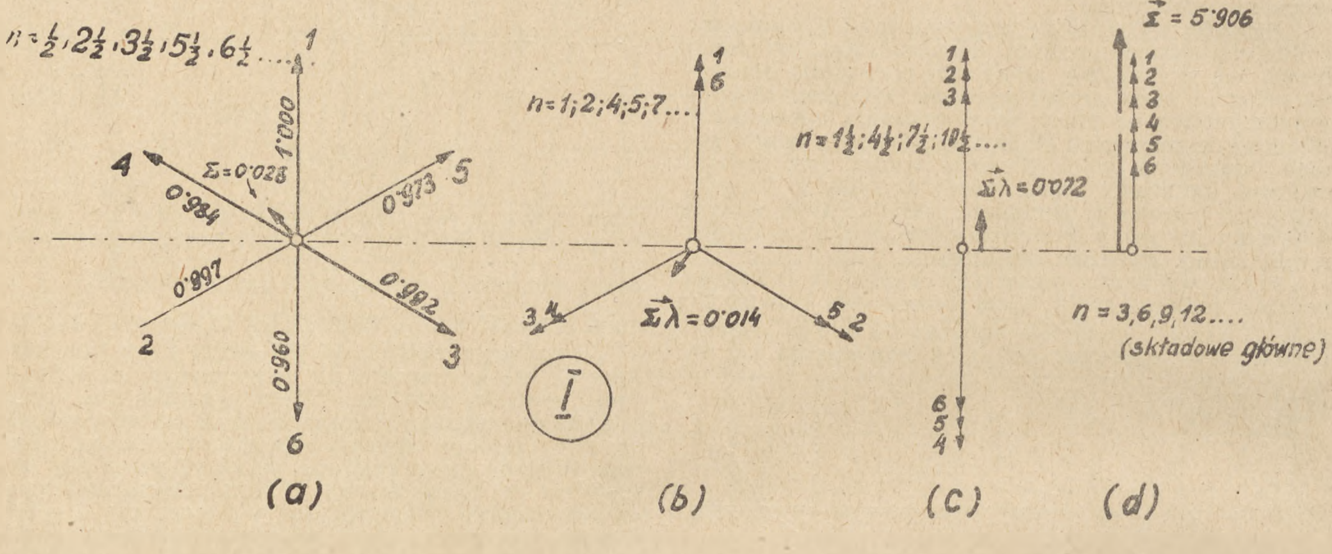
Rys. 21

Dla wału korbowego o konstrukcji pokazanej na rys. 20 możliwe są tylko cztery kolejności zapłonów, a mianowicie: 1, 5, 3, 6, 2, 4, — 1, 5, 4, 6, 2, 3, — 1, 2, 3, 6, 5, 4, — 1, 2, 4, 6, 5, 3; zakładamy pierwszą z tych kolejności dla rozpatrywanego w przykładzie liczbowym silnika. Układamy wykres, jaki był objaśniony na rys. 19. Najpierw wyznaczamy tylko **kierunki** wektorów λ_c, jak to pokazano na rys. 21. Dla rzędu n = ½ składowej harmonicznej, mamy ½ peł-

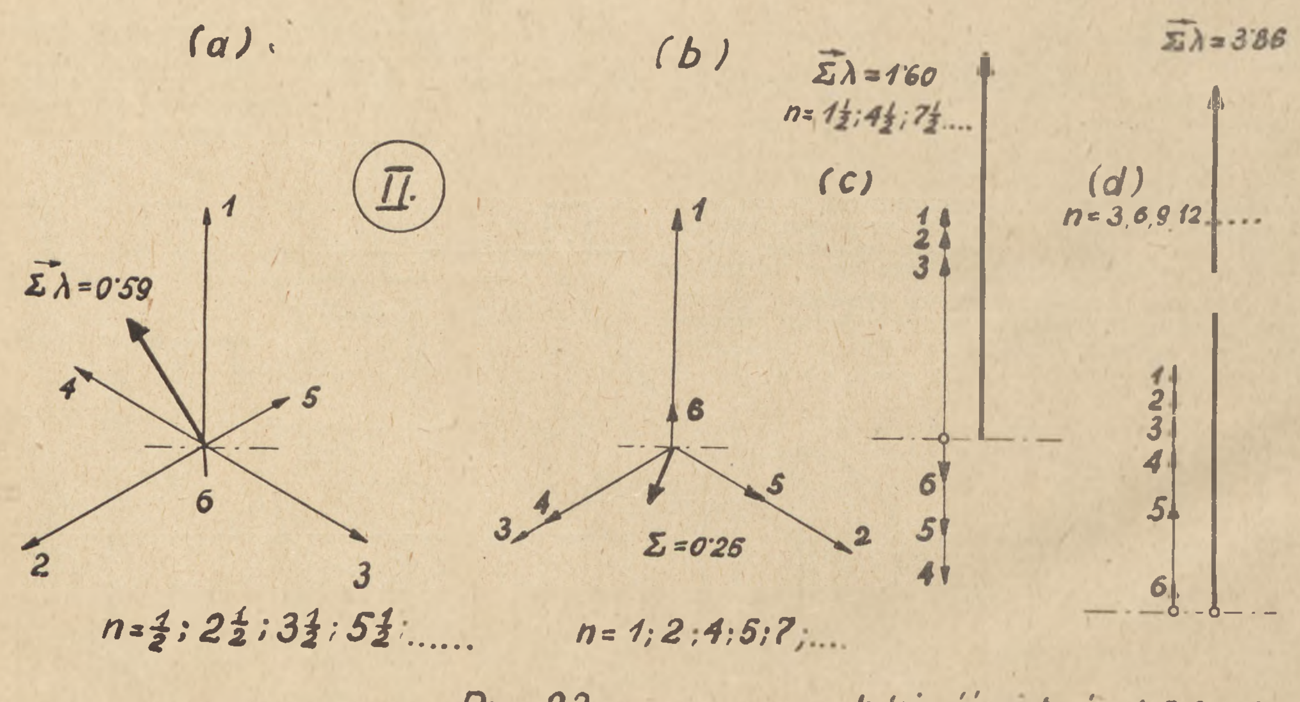
nego okresu drgań w ciągu 1 obrotu wału, tzn. w czasie cyklu pełnego silnika czterosuwowego, tj. w czasie dwóch obrotów wału mamy jeden pełny okres drgań. W czasie, w którym wał korbowy obróci się o 120° (rozstaw kolejny następujących po sobie wybuchów silnika), wektor amplitudy drgania obróci się zaledwie o n.120° = 120°.0,5 = 60°. Wobec tego wektory cylindrów są rozstawione o 60°, jak to widać na rys. 22a. Gwiazda o 60° jak na rys. 22a obraca się z szybkością o połowę mniejszą od szybkości wału korbowego.

Dla harmonicznej rzędu pierwszego, tj. dla jednego okresu drgań na obrót wału, mamy ten sam rozkład wektorów, co i cylindrów, tj. 120° (rys 22b); dla rzędu:

n = 1,5 mamy kąt wektorów 120°.1,5 = 180° (rys. 22c)
n = 2 „ „ „ 120°.2 = 240° (rys. 22b)
n = 2,5 „ „ „ 120°.2,5 = 300° = 360° + − 60° (rys. 22a)
n = 3 „ „ „ 120°.3 = 360° (rys. 22d)
n = 3,5 „ „ „ 120°.3,5 = 420° = 360° + + 60° (rys. 22a).



Rys. 22



Rys. 23.

Zestawiając otrzymane wyniki możemy napisać:

rys. 22a odpowiada wartościom n = 0,5; 2,5; 3,5; 5,5; 6,5; 8,5;

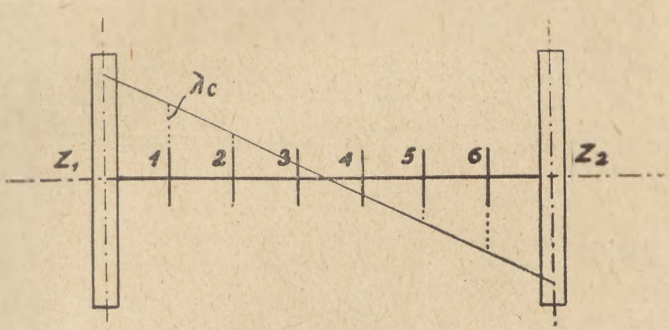
rys. 22b odpowiada wartościom n = 1; 2; 4; 5; 7; 8; 10; 11; 13;

rys. 22c odpowiada wartościom n = 1,5; 4,5; 7,5; 10,5; 13,5;

rys. 22d odpowiada wartościom n = 3; 6; 9; 12; 15, 18; 21; 24.

Co się tyczy długości wektorów, to bierzemy je z tabl. 1 z rubryk odpowiadających ostatecznie dobranym częstościom właściwym: pierwszego rzędu dla rys. 22 i 2-go rzędu dla rys. 23. Szybkości krytyczne typu rys. 22d nazywamy głównymi (major), gdyż dają zazwyczaj największą pracę, a w wypadku idealnie sztywnego wału korbowego byłyby jedynymi wykonu-

jącymi pracę. Pozostałe składowe nazywać będziemy **pobocznymi** (**minor**). W wypadku idealnie sztywnego wału korbowego wypadkowa ich wektorów λ znika, jak to wynika z rys. 21a, b, c. Przy **głównych** szybkościach krytycznych wszystkie wektory amplitud λ są między sobą w fazie, jak to widać z rys. 21d. Nie oznacza to bynajmniej, aby **tylko główne** harmoniczne były dla silnika niebezpieczne, zdarza się bowiem przy bardzo wiotkich i symetrycznych układach, że właśnie poboczne harmoniczne są jedynymi wykonującymi pracę, podczas gdy główne znoszą się; przykładem takiego układu wału korbowego jest rys. 24.



Rys. 24.

W przykładzie, jak na powyższym rysunku, najbardziej niebezpiecznymi szybkościami krytycznymi są te, które odpowiadają rys. 21c, tj. dla n = 1,5; 4,5; 7,5, itd.

Tablica 3 zawiera wszystkie niebezpieczne harmoniczne w rezonansie z drganiami właściwymi rzędu 1-go.

Dla drgań właściwych drugiego rzędu wszystkie harmoniczne do rzędu 12-go leżą powyżej obrotów dopuszczalnych dla silnika i nie potrzebują być uwzględniane.

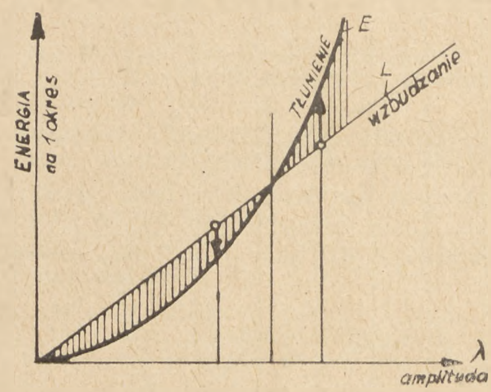
W tabl. 3, w kolumnie (4), była obliczona wartość procentowa pełnego momentu z kolumny (2), przyjmując, że moment wzbudzający jest proporcjonalny do kwadratu szybkości kątowej, a zatem i obrotów na min., co się w przybliżeniu zgadza dla silników okrętowych. Kolumna (5) została obliczona z kolumny (4) przy uwzględnieniu wykresów na rys. 14, 15, 16 i wzoru (6). Wzór ten jest potrzebny tylko dla szybkości krytycznej rzędu 3-go, przy czym moment pochodzący od siły bezwładności rośnie również proporcjonalnie do kwadratu szybkości kątowej wału. Dla obliczenia amplitudy należy przyrównać pracę wykonaną przez siły zewnętrzne podczas jednego okresu drgań do energii rozproszonej przez opory (tłumienie) układu w tym samym czasie (kol. 6).

TABLICA 3.

Rząd szybk. krytycz. n	Obr/min $\overline{N}_{n,1}$	$\lambda = \overrightarrow{\Sigma\lambda_c}$	% pełnego momentu	M_n kg. cm.	Praca wykonana w 1-ym okresie. $\pi \cdot M \cdot \overrightarrow{\Sigma\lambda_n}$
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)
2,5	102	0,028	104	1255	110
3,0	85	5,906	72	718	13 300
3,5	73	0,028	53	752	65
4,0	64	0,014	41	579	18,5
4,5	57	0,072	33	425	97
5,0	51	0,014	26	305	13,5
5,5	46	0,028	21	241	21,2
6,0	42	5,906	18	172	319

§ 9. Tłumienie drgań skrętnych

W silnikach okrętowych najbardziej skutecznym tłumieniem bywa zazwyczaj oddziaływanie wody na śrubę, w przypadku takich postaci drgań, w których amplituda śruby jest dość znaczna. Momentem tłumiącym nazywamy moment będący w przeciwnej fazie do szybkości kątowej chwilowej. Przy drganiach swobodnych 1-go rzędu (p. rys. 26-I) szybkość kątowa



Rys. 25

śruby będzie się na przemian to zwiększać, to znów zmniejszać w stosunku do szybkości średniej. Ponieważ moment oporu wody wzrasta z szybkością śruby, przeto powstaje tłumienie, gdyż wzrostowi szybkości chwilowej śruby towarzyszyć będzie wzrost oporu dążący do zmniejszenia szybkości kątowej, a w chwilach spadku szybkości opór maleje, sprzyjając tym samym przyśpieszeniu szybkości chwilowej. Wynikiem tego będzie tłumienie drgań skrętnych układu.

Jeśli szybkość kątowa śruby Ω_s doznała przyrostu $d\Omega_s$, to równocześnie moment oporu wody M_s doznał przyrostu dM_s, takiego, iż kierunek jego jest zawsze przeciwny niż kierunek $d\Omega_s$, a zatem jest ona w przeciwnej fazie w stosunku do $d\Omega_s$. Z tego wynika, że wartości dM_s oraz $d\Omega_s$ będą zawsze znaków przeciwnych. Jeśli szybkość Ω_s w następnej połowie obrotu dozna zmniejszenia o $-d\Omega_s$, to moment M spadnie o $-dM_s$, będąc znów w fazie przeciwnej do przyrostu szybkości kątowej śruby.

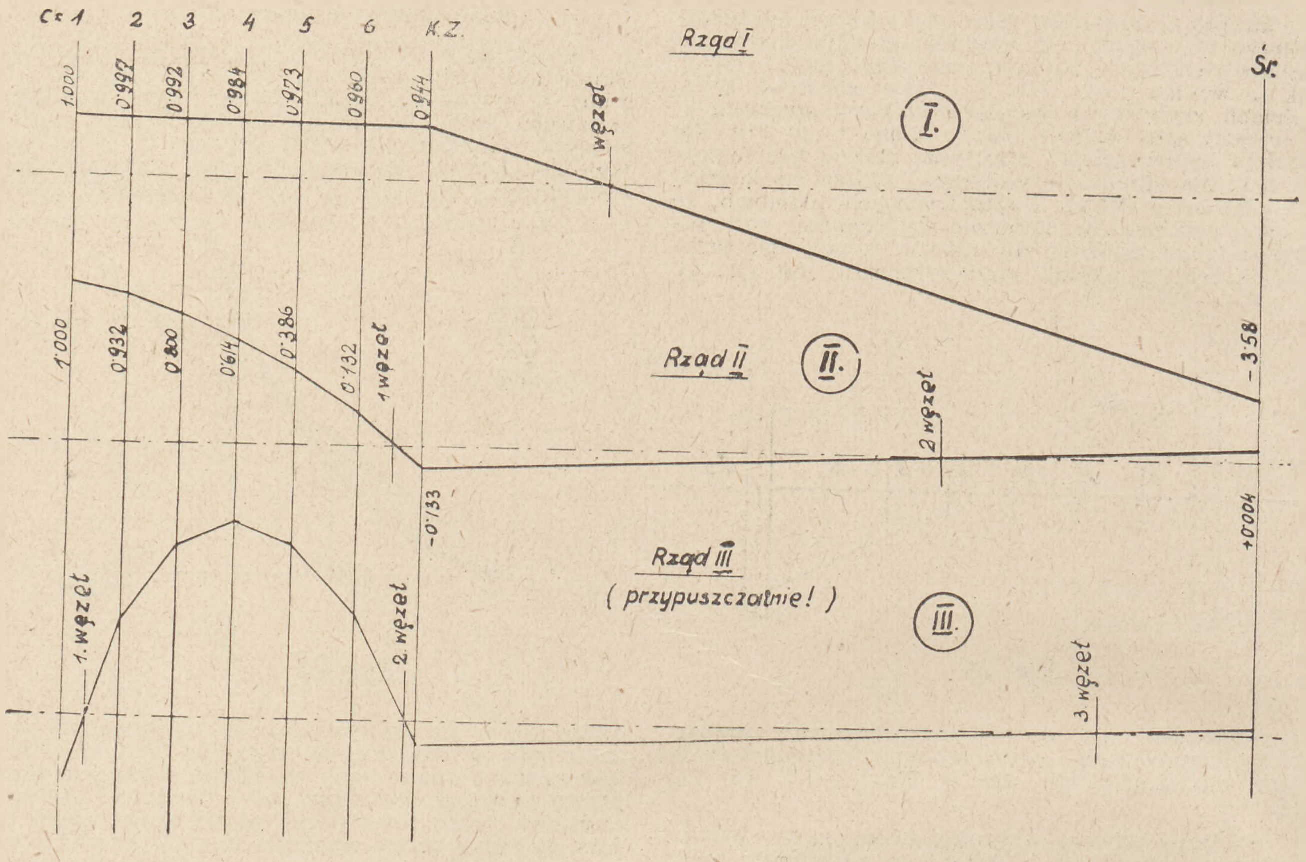
Przy małych zmianach szybkości Ω_s można z dostatecznym przybliżeniem przyjąć, że stosunek tłumienia hydraulicznego $C = dM_s/d\Omega_s$ jest stały. Przy drganiach ustalonych, możemy ułożyć równanie bilansu energii, wymienianej w ciągu jednego okresu.

$$(24)\quad E = \pi \cdot P_o \cdot \lambda_s = \pi \cdot C \cdot \omega \cdot \lambda_{2s}; \quad \ldots \quad P_o = C \cdot \omega \cdot \lambda_s;$$

gdzie lewa strona wyraża pracę siły zewnętrznej wzbudzającej P w ciągu jednego okresu, a prawa podana we wzorze (25) wyraża ilość energii rozproszonej przez tłumienie układu w ciągu tego samego okresu czasu.

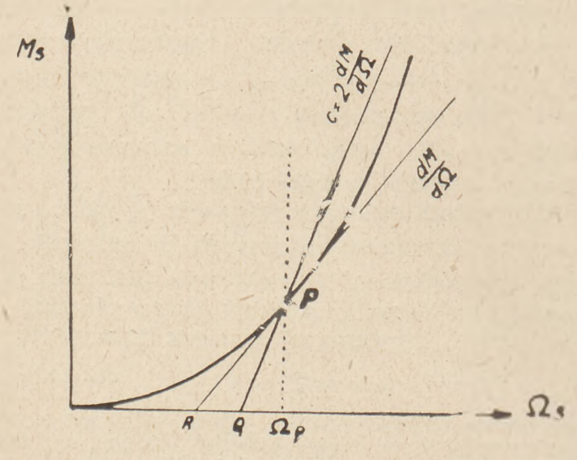
$$(25)\quad E = \pi \cdot \omega \cdot \lambda_s{}^2 \cdot C = \pi \cdot \omega \cdot \lambda_s{}^2 \cdot \frac{\partial M_s}{\partial \Omega_s}$$

gdzie λ_s oznacza amplitudę drgań śruby. Praca sił stycznych cylindrów rośnie proporcjonalnie do wzrostu amplitudy, podczas gdy energia rozproszona przez tłumienie śruby zwiększa się proporcjonalnie do kwadratu amplitudy. Zatem będzie istniała zawsze taka amplituda, przy której zrównają się obie energie: włożona i rozproszona; amplituda ta będzie odpowiadała drganiom ustalonym układu (rys. 25).



Rys 26

Należy więc dla ustalenia rzeczywistej amplitudy drgań rzędu pierwszego wyznaczyć $\partial M_s / \partial \Omega_s$ Rys. 26 przedstawia typową charakterystykę ustaloną, tzn. zależność M_s od Ω_s, przy ustalonej szybkości kątowej



Rys 27

Ω_s oraz ustalonej szybkości okrętu. Krzywa jest parabolą drugiego lub nieco wyższego stopnia niż drugi, wyrażoną równaniem $M_s = M_0 \cdot \Omega_s^n$, którego wykładnik n zawarty jest w granicach: $2 < n < 3$. Krzywą tę łatwo ustalić przez pomiar na statku, mierząc moment M_s przy różnych szybkościach kątowych śruby Ω_s i szybkościach jazdy statku V. Należy zwrócić przy tym uwagę na to, że pochylenie **tak otrzymanej** krzywej **nie jest** równe współczynnikowi tłumienia, który nas w tym wypadku interesuje, gdyż przy takiej charakterystyce śruby szybkość statku rośnie ze wzrostem szybkości obrotowej śruby, podczas gdy potrzebna nam jest dla tłumienia charakterystyka śruby przy **stałej szybkości statku,** gdyż przy szybkich okresowych zmianach Ω_s szybkość statku nie zmienia się wcale i można twierdzić, że dla tłumienia należy brać charakterystykę przy stałej szybkości statku.

Można dowieść, że przy V = const. statku, pochylenie charakterystyki śruby jest zawsze większe od pochylenia charakterystyki otrzymanej z pomiarów w czasie jazdy statku. Zazwyczaj przyjmuje się, że pochylenie charakterystyki przy stałym V jest **dwukrotnie większe** niż pochylenie charakterystyki stanów ustalonych. W trudniejszych wypadkach należy pomierzyć charakterystykę śruby przy stałym V (lub współczynnik tłumienia śruby) na modelu w basenie.

Moment obracający silnika wynosi:

$$M_p = 57000 \text{ kgm.}$$

szybkość kątowa wału wynosi: $\Omega_p = 2\pi \cdot \frac{85}{60} = 8{,}90$ rad/sek. Równanie zależności parabolicznej między M_s i Ω_s będzie:

$$M_s = \frac{57000}{(8{,}9)^2} \Omega_s^2 = 720 \cdot \Omega_s^2$$

a jej pochodna przy 85 obr/min będzie:

$$\frac{dM_s}{d\Omega_s} = 2 \cdot 720 \cdot \Omega_s = 1440\,\Omega_s = 12800 \text{ kgm sek/rad.}$$

Spółczynnik tłumienia przyjmujemy dwa razy większy od tej pochodnej, która odnosi się do charakterystyki ruchu ustalonego, zatem: C = 25600 kgmsek/rad.

Ilość energii rozproszonej w ciągu jednego okresu drgań wynosi:

$$(26)\quad E = \pi \cdot \omega_1 \cdot \lambda_s^2 \cdot C = \pi \cdot 26{,}7 \cdot 25600 \cdot \lambda_s^2 = 2150000 \cdot \lambda_s^2 \text{kgm.}$$

Praca obliczona w tabl. 3 opierała się na założeniu, że amplituda drgań czopa cylindra 1 wynosiła 1 radian, a amplituda śruby wynosiła według tabl. 1: $\lambda_s = 3{,}58$ rad.

Stąd energia włożona w układ wynosi:

$$(27)\quad .\ .\ .\ L = \frac{189000}{3{,}58} \cdot \lambda_s = 53000 \cdot \lambda_s .$$

Przyrównując obie energie $E = L$, otrzymujemy równanie, z którego obliczamy amplitudę drgań śruby:

$$\lambda_s = 0{,}025 \text{ rad} = 1{,}4^\circ = 1^\circ 24'.$$

Z rys. 26-I widzimy, że wał śruby uległ skręceniu o (3,58 + 0,944) = 4,524 rad, podczas gdy obrót śruby wyniósł tylko 3,58 rad, a zatem skręcenie śruby jest równe

$$\frac{4 \cdot 524}{3{,}58} \cdot 0{,}025 = 0{,}0316 \text{ rad.}$$

a moment skręcający przy takim kącie skręcenia wynosi $M_8 = 35500$ kgm. czyli równy 62% momentu obracającego silnik. Dla wyższych rzędów drgań właściwych wału należy brać pod uwagę tłumienie na skutek histerezy wewnętrznej materiału i tłumienie w łożyskach oraz w fundamencie. Wszystkie te tłumienia łączy się zazwyczaj w jeden wzór:

$$(28)\quad .\ .\ .\ .\ .\ L = 635000 . \Sigma \frac{D_c^{4.3} \cdot \Delta\lambda_c^{2,3}}{l_{z.c}^{1.3}} \ .\ .\ .\ \frac{\text{cal} \cdot \text{funt.}}{\text{okres}}$$

gdzie D_c — średnica odcinka wału zastępczego w calach,

l_{zc} — długość wału zastępczego w calach,

$\Delta\lambda_c$ = skręcenie odcinka wału proporcjonalne do $\Delta\lambda$ z tabl. 1 wiersz 7.

Następnie rozwiązujemy wykreślnie równanie L(28) = E(26), podobnie jak to było uczynione na rys. 25.

Wyniki nowszych badań nad tłumieniem materiałowym można znaleźć w pracy E. Skudrzyka (por. Literatura, poz. 9).

Literatura

1) J. P. den Hartog: „Mechanical Vibrations", II wydanie, p. str. 207—255. Wydawnictwo Mc Graw Hill, N. Y. & London 1940.

2) S. Timoschenko: „Schwingungsprobleme der Technik", tłum. niem. I Malkin, Springer, Berlin 1932.

3) F. M. Lewis: „Marine Engineering" art.: „Dynamic Problems", str. 76—140, rok 1944.

4) H. Holzer: „Die Berechnung der Drehschwingungen", Springer, Berlin 1921.

5) F. M. Lewis: „Propeller Vibrations", Trans. Soc. of Naval Architects & Marine Engineers, vol. 43, 1935, pp. 252—285 oraz vol. 44, pp. 127—145, N. York 1936.

6) S. Timoshenko & J. M. Lessels: „Applied Elasticity", Westinghouse Techn. Night-School Press, East Pittsburgh, Pa, 1925, str. 183—209.

7) F. M. Lewis: „Torsional Vibrations in the Diesel Engine", Trans. Soc. Nav., Arch. & Marine Eng., vol. 33 N. Y. 1925.

8) F. P. Porter: „The Range and Severity of Torsional Vibrations in Diesel Engines", Trans. A. S. M. E. 1928, Paper APM — 50 — 14.

9) E. Skudrzyk: „Die innere Reibung und die Materialverluste fester Körper", Oesterreichisches Ingenieur — Archiv, III Band, 1949, str. 356—373.

DO AUTORÓW

czasopisma „Technika Morza i Wybrzeża"

Dla ułatwienia przygotowania do druku nadsyłanych materiałów, Redakcja prosi Autorów o przestrzeganie następujących wskazań:

1. Każdy artykuł winien omawiać możliwie wąskie zagadnienie, zaś tematy obszerniejsze winny być opracowane w kilku oddzielnych artykułach.

2. Słownictwo techniczne, jednostki miar, skróty oznaczeń najważniejszych wielkości we wzorach, znaki matematyczne itp. powinny być zgodne z terminologią przyjętą przez Polskie Normy oraz słowniki Polskiej Akademii Nauk Technicznych i Komisji Słownictwa Technicznego PKN.

3. Artykuły należy nadsyłać w 2 egz., w formie przejrzanego i poprawionego jednostronnego maszynopisu, z interlinią i marginesem, na papierze maszynowym, z kolejną numeracją stron.

4. Wzory matematyczne należy podawać w oddzielnych wierszach, bardzo czytelnie, zwłaszcza jeśli chodzi o litery greckie.

5. Na maszynopisie winny być zaznaczone miejsca poszczególnych rysunków oraz tablic załączonych do tekstu.

6. Rysunki, wykonane tuszem na białej kalce rysunkowej lub na gładkim białym papierze rysunkowym, należy dostarczyć oddzielnie, zaopatrując każdy odpowiednim numerem, nazwiskiem autora i tytułem artykułu. Oddzielnie należy dostarczyć w 2 egz. spis rysunków z tekstami objaśnień oraz z zaznaczeniem ewent. konieczności zachowania naturalnej wielkości rysunku w druku. W tym ostatnim wypadku podstawa rysunku winna zbliżać się do 8,2 cm, lub 16,5 cm.

REDAKCJA
„TECHNIKI MORZA I WYBRZEŻA"

Inż. Walerian Dobromirski
Katedra Projektowania Okrętów
Politechniki Gdańskiej

PODOBIEŃSTWO GEOMETRYCZNE
w pierwszym przybliżeniu projektowania okrętów

Próba rozszerzenia zasięgu zastosowania podobieństwa geometrycznego na zagadnienia projektowania wymiarów głównych i wyporności statków handlowych przy zadanej szybkości i nośności.

Wyrażając każdą z grup ciężarowych statku jako funkcję zmiennej λ (skali długości statku wzorcowego i projektowanego), można otrzymać „równanie ciężarów", którego rozwiązaniem jest skala przeliczenia wszystkich wielkości statku wzorcowego na odpowiednie wielkości statku projektowanego. Zaletą tej metody jest szybkość, z jaką można otrzymać pierwsze przybliżenie dotyczące statku projektowanego, a więc wymiary główne, cechy geometryczne i hydrostatyczne kształtu, wyporność i poszczególne grupy ciężarów oraz cechy hydrodynamiczne, te ostatnie z dokładnością równą dokładności prób modelowych.

Wstęp

Konstruktor rozpoczynający pracę nad projektem statku handlowego lub jednego z licznych statków specjalnych musi otrzymać od armatora pewne dane. Zazwyczaj są nimi:

a) szybkość, nośność, współczynnik ładowności i zasięg statku (ew. przeznaczenie na stałą linię), lub:

b) szybkość, ładowność, zasięg i specjalne przeznaczenie statku.

W obu wypadkach armator podaje oprócz tego cały szereg innych, mniej ważnych wymagań i życzeń. Oba wypadki już w najwcześniejszym stadium projektowania wymagają obliczenia wyporności i wymiarów głównych projektowanego statku.

Praktyka projektowania statków nie zna prostych, analitycznych wzorów na określenie tych wielkości. Istnieje natomiast cały szereg metod, tabel i wskazówek służących do obliczenia wyporności i wymiarów głównych statków, opublikowanych lub będących tajemnicą biur konstrukcyjnych; spełniają one na ogół w sposób wystarczający swoje zadanie. Wszystkie jednak metody projektowania, oprócz znajomości samej metody, wymagają odpowiedniego doświadczenia oraz umiejętności gromadzenia i użytkowania odpowiedniego materiału porównawczego, składającego się z jak najszczegółowszych danych dotyczących projektowania, szczegółów budowy (przede wszystkim ciężarowych) oraz eksploatacji statków już wybudowanych.

Niniejsza metoda, podobnie jak wiele innych z powodzeniem stosowanych, bierze za podstawę zaprojektowany, wybudowany i wypróbowany statek wraz z jego wszystkimi danymi oraz dane innych statków zgrupowane w postaci tabel i opisów w różnego rodzaju publikacjach i podręcznikach, przede wszystkim zaś w podręcznikach wymienionych w bibliografii pod pozycjami 1) i 2).

Równanie ciężarów

Pierwszym krokiem projektowania statku w pierwszym przybliżeniu jest określenie jego wyporności. Jest to krok ważny, decydujący o całej dalszej pracy projektowej. Nie ma bowiem szczegółu statku, który by w sposób bezpośredni lub pośredni nie miał wpływu na ciężar statku, a zatem także i na jego wyporność. Z drugiej strony jest rzeczą wiadomą, że projektowanie statku w pierwszym i w następnych przybliżeniach nie może uwzględnić wszystkich szczegółów ciężarowych nowego projektu, tym bardziej, że wiele z nich podlega zmianom zarówno podczas wykonywania projektu, jak też i w toku budowy, a nawet podczas użytkowania statku, wiele innych zaś nigdy nie zostaje ujętych ilościowo. W pierwszych stadiach projektowania statków rezygnujemy zatem z problematycznej dokładności w określeniu ciężarów i wprowadzamy do obliczeń tzw. „grupy ciężarów". Stosuje się ich początkowo niewiele. Wszystkie grupy razem muszą bezwzględnie objąć wszystkie pozycje ciężarowe, jakie znajdują się na statku ostatecznie wykonanym, całkowicie załadowanym.

Podział ciężaru statku na grupy w zależności od potrzeb może być dość różny. W niniejszym opracowaniu zastosowano następujący podział*):

P_k, p_k — ciężar wyposażenia pokładowego *(wood and* żary wszystkich stalowych i metalowych szczegółów konstrukcji kadłuba, a więc konstrukcje dna, burt, pokładów, grodzi, nadbudówek, stew, steru itp.

P_w, p_w — ciężar stali kadłuba; zawiera w sobie cię*outfit*); jest to ciężar wszystkich drewnianych i innych części wyposażenia statku, osprzętu i wyposażenia maszynowego pokładów i pomieszczeń (windy, liny, maszty, bomy, kotwice, urządzenia kabin, instalacje ogrzewcze, wentylacja itp.), wszystkich rurociągów i urządzeń maszynowych poza maszynownią, farby, cementu i in.

P_m, p_m — ciężar instalacji siłowni, tj. tego wszystkiego, co znajduje się w przedziałach siłowni okrętowych, a więc: maszyny głównej, ew. kotłów głównych i pomocniczych z wodą, maszyn pomocniczych, rurociągów w siłowni z wodą, ropą lub oliwą, przewodów dymowych i in.

P_n, p_n — nośność *(dead weight)*.

Gdy założona jest ładowność, nie zaś nośność, wtedy:

P, p — ładowność (ciężar ładunku opłacanego przy przewozach, ewentualnie także pasażerów z ich bagażem).

P_z, p_z — ciężar zapasów i załogi (zasoby paliwa, wody kotłowej i wody do picia, zapasy żywności, bagaż załogi itp.).

Suma wszystkich ciężarów musi być równa wyporności, czyli:

$$P_k + P_w + P_m + P_n = D \qquad (1)$$

lub

$$P_k + P_w + P_m + P_ł + P_z = D \qquad (2)$$

lub ogólnie:

$$\Sigma P_i = D \qquad (3)$$

Równanie (3) (czy też (1) lub (2)) nazwiemy równaniem ciężarów. Można je rozwiązać bezpośrednio, jeśli potrafimy obliczyć każdy z członów lewej strony tego równania oddzielnie (metoda projektowania nazwana metodą prób), lub też w sposób pośredni, jeśli uda się nam wszystkie wyrazy tego równania wyrazić w postaci takiej funkcji jednej (lub kilku) zmiennych, że równanie to (lub układ) będzie rozwiązalne.

W niniejszej metodzie zmierzać będziemy do tego, by wszystkie człony równania (3) wyrazić jako funkcję jednej zmiennej λ, zwanej w dalszym ciągu pracy „skalą długości".

Analityczna postać równania ciężarów

Jedynym sprawdzeniem właściwego postępowania przy projektowaniu statku jest ciągłe porównywanie otrzymanych wyników z odpowiednimi danymi statków dobrze zaprojektowanych, wybudowanych i sprawdzonych na próbach, a podobnych do projektowanego. Wszystkie te statki są jak gdyby wzorami dla statku projektowanego.

*) Por. bibliografia, poz. 1, 2, 3.

Z tych wszystkich statków wybierzmy jeden, w jak największej liczbie szczegółów podobny do przewidywanego projektu. Statek taki nazwijmy „statkiem wzorcowym".

Opisywana metoda projektowania polega na tym, iż zakładamy, że kadłub statku projektowanego może być geometrycznie podobny do kadłuba statku wzorcowego, tzn. że odpowiadające sobie wymiary kadłuba statku projektowanego i wzorcowego będą pozostawały w pewnym stałym stosunku do siebie. Zależność ta wyraża się w sposób następujący:

$$l/l_0 = \lambda \qquad (4)$$

gdzie: l_0 — dowolny wymiar liniowy kadłuba statku wzorcowego,
l — odpowiadający wymiarowi l_0 wymiar kadłuba statku projektowanego,
λ — skala długości.

Niech w dalszym ciągu niniejszej pracy indeks „0" postawiony u dołu, lub mała litera oznacza daną wielkość statku wzorcowego, natomiast litera duża — odpowiadającą jej wielkość statku projektowanego. Podobieństwo geometryczne statków wzorcowego i projektowanego pociągnie za sobą następujące zależności:

a) pomiędzy wymiarami głównymi statków:

$$L/L_0 = B/B_0 = T/T_0 = \lambda \qquad (5)$$

b) pomiędzy wszystkimi polami, a więc polami przekrojów wodnicowych, wręgowych, powierzchniami zwilżonymi itp.:

$$F_{wo}/f_{wo} = F_{wr}/f_{wr} = F_{zw}/f_{zw} = \lambda^2 \qquad (6)$$

c) pomiędzy wszystkimi objętościami i ciężarami brył jednorodnych:

$$V/V_0 = D/D_0 = \lambda^3 \qquad (7)$$

gdzie: V — objętość podwodnych części kadłubów,
D — wyporność statków.

Podobieństwo geometryczne statku projektowanego i statku wzorcowego pociąga za sobą także równość odpowiednich współczynników pełnotliwości obu statków, tj.:

$$\delta = \delta_0, \quad \alpha = \alpha_0, \quad \beta = \beta_0 \qquad (8)$$

Podobieństwo geometryczne statku projektowanego i wzorcowego może pociągnąć za sobą również podobieństwo hydrodynamiczne zjawisk ruchu obu statków. Jeśli to będzie zachodziło, statek wzorcowy, niezależnie od tego, czy będzie większy czy też mniejszy od statku projektowanego, może być traktowany jako model statku projektowanego, lub też model i wyniki modelowe badań statku wzorcowego mogą być traktowane jako wyniki całkowicie słuszne dla statku projektowanego. W myśl prawa Froude'a istnieją wtedy następujące zależności: Liczby Froude'a przy odpowiadających sobie szybkościach v — statku projektowanego i v_0 — wzorcowego będą sobie równe, a więc:

$$\frac{v}{\sqrt{g \cdot L}} = \frac{v_0}{\sqrt{g\, L_0}} \qquad (9)$$

Z tego równania wyprowadzamy następujące zależności dla odpowiadających sobie szybkości obu statków:

$$v/v_0 = \lambda^{1/2} \qquad (9a)$$

dla oporu falowego (resztkowego):

$$W_f/w = \lambda^3 \qquad (10)$$

dla mocy oporu resztkowego:

$$N_f/N_{of} = \lambda^{3,5} \qquad (11)$$

dla ilości obrotów śruby:

$$n/n_0 = \lambda^{-1/2} \qquad (12)$$

itp.

We wszystkich powyższych zależnościach λ jest wielkością nieznaną; z zależności tych wynika jednak w sposób oczywisty, że znajomość tej wielkości pozwoliłaby na szybkie obliczenie nie tylko wszystkich podanych wielkości statku projektowanego, lecz również danych arkusza krzywych hydrostatycznych, krzywych stateczności, krzywej oporu holowania i wielu innych danych.

Niewiadomą λ wyznaczamy przy pomocy równania ciężarów. Wyrażając mianowicie wszystkie człony równania (3) jako funkcje λ otrzymamy równanie o jednej niewiadomej. Rozwiązanie tego równania określi nam stosunki, w jakich przeliczyć należy poszczególne wielkości statku wzorcowego w celu otrzymania odpowiadających im wielkości statku projektowanego. Przy przeliczeniu tym uwzględniane będą wszelkie zmiany ciężarowe, wynikające ze zmiany wymiarów głównych, szybkości, mocy maszyn itp., statku projektowanego w stosunku do statku wzorcowego i, co najważniejsze, z ich wpływu na ciężar i wyporność statku projektowanego. Nasze zadanie sprowadza się więc obecnie do określenia zależności:

$$P_i = F_i(\lambda)$$

co uczynimy poszukując stosunków:

$$P_i/p_i = f_i(\lambda) \qquad (13)$$

Po określeniu tych stosunków równanie ciężarów statku projektowanego przybierze postać ogólną:

$$\Sigma\, p_i \cdot f_i(\lambda) = D_o \cdot \lambda^3 \qquad (14)$$

Określenie funkcji f_i (λ)

W celu określenia funkcji f_i (λ), omówimy po kolei stosunki wyporności i stosunki poszczególnych odpowiadających sobie grup ciężarowych statku projektowanego i wzorcowego.

W y p o r n o ś ć :

Z równania (7) wynika $D/D_0 = \lambda^3$, zatem
$f_0(\lambda) = \lambda^3$ oraz

$$D = D_0 \cdot \lambda^3 \qquad (15)$$

W tej formie wyporność statku projektowanego wejdzie do równania ciężarów.

S t a l k a d ł u b a :

Podstawowym założeniem do określenia ciężaru stali kadłuba winna być zasada jednakowej wytrzymałości wiązań statku wzorcowego i statku projektowanego, co w myśl odpowiedniego prawa podobieństwa pociąga za sobą zależność:

$$P_k / p_k = \lambda^3 \qquad (4)$$

Ta zależność nie jest jednak słuszna z dwóch zasadniczych przyczyn:

I. Wymiary wiązań okrętowych, wykonane ze znormalizowanych blach i kształtowników, obliczane są przy pomocy tabel układanych przez towarzystwa klasyfikacyjne. Na skutek normalizacji, minimalne niezbędne pola przekrojów wiązań są zaokrąglone do góry. W wyniku tego wiązania okrętowe są w sposób nieregularny nieco cięższe niż by to było konieczne ze względów zapewnienia minimalnej wytrzymałości.

II. Wiązania okrętowe, przebywające w warunkach sprzyjających wszelkiego rodzaju korozjom, zabezpieczane są przed ubytkiem przekrojów wiązań, niezbędnych z punktu widzenia wytrzymałości, przez zwiększenie ich grubości o ok. 1 mm. Jest to przyczyną, że wiązania statków większych są stosunkowo lżejsze niż wiązania statków mniejszych, a ciężary tych wiązań nie zależą wyłącznie od ich wytrzymałości.

Tak więc ciężar stali kadłuba nie zmienia się proporcjonalnie do λ^3, jakby to wynikało z ostatniego równania, lecz w jakiś inny sposób.

A. Kari na str. 130 swojego podręcznika podaje, że ciężar skali kadłuba zmienia się proporcjonalnie do iloczynu:

$$L \cdot (B + H)^n$$

gdzie $n > 1$ (około 1,25). Jeśli posłużymy się tą zależnością do określenia ciężaru stali kadłuba statku wzorcowego i projektowanego, to otrzymamy:

$$p_k = C'_k \cdot L_o \cdot (B_o + H_o)^n$$

oraz:

$$P_k = C_k \cdot L \cdot (B + H)^n$$

czyli:

$$P_k/p_k = C_k/C'_k \cdot L/L_o \cdot \left(\frac{B + H}{B_o + H_o}\right)^n$$

i ostatecznie: oznaczając $C_k/C'_k = K_k$

$$P_k = K_k \cdot p_k \cdot \lambda^{1+n} \qquad (16)$$

Współczynnik K_k w równaniu (16) określa zmiany ciężaru stali kadłuba wynikające z różnic konstrukcyjnych. Ten współczynnik może być oszacowany już w pierwszym

stadium projektowania, np. w przewidywaniu, że na skutek spawania ciężar stali statku projektowanego zmaleje o 10 %. Wtedy $K_k = 0,9$.

W ostatnim równaniu nieznana jest natomiast wielkość n. Przybliżona wartość podana przez A. Kari, wynosząca 1,25 (1+n=2,25), jest, jak wskazuje doświadczenie, za mało dokładna nawet dla projektowania w pierwszym przybliżeniu. Można ją jednak określić dokładnie w sposób następujący:

Tabele 31—38 podręcznika A. Kari podają ciężary stali kadłuba różnych typów statków w zależności od tzw. modułu mieszanego, wynoszącego:

$$M = \frac{L \cdot B \cdot H + L \cdot (B + H)}{1000} \qquad (17)$$

Na podstawie tych tabel obliczamy krzywe wykładnika potęgowego $1 + n = f(M)$, przy czym procedura obliczenia tych krzywych jest następująca:

Dla danego statku (wzorcowego) o wymiarach L_0, B_0, H_0, typu wskazanego w jednej z rubryk pionowych tabel, określamy M_0 oraz, przy pomocy tych ostatnich, ciężar stali p_k. Obliczamy następnie moduł mieszany M statku geometrycznie podobnego o wymiarach głównych λL_0, λB_0, λH_0, gdzie λ jest dowolnie dobrana. Dla tego nowego modułu odczytujemy z odpowiedniej pozycji w tabeli wielkość ciężaru stali tego nowego statku. W myśl zależności (16) będzie:

$$P_k/p_k = \lambda^{1+n} \quad (K_k = 1)$$

w którym to równaniu nieznana jest jedynie wielkość 1 + n, którą obliczamy w sposób następujący:

$$1 + n = \frac{\log P_k/p_k}{\log \lambda} \qquad (18)$$

Wynik nanosimy na wykres w postaci p-tu (M, 1 + n). Powtórzmy tę samą czynność dla różnych λ, a następnie całą procedurę dla kilku innych statków wzorcowych tego samego typu (których wymiary najlepiej zaczerpnąć z jakiegokolwiek spisu statków lub z opisów w literaturze).

Nanosząc wyniki na wykres w postaci odpowiednich punktów, przez ich interpolację otrzymujemy krzywe pokazane na rys. 1 i rys. 2. Dotyczą one ciężaru stali holowników portowych i przybrzeżnych oraz statków z pokładem szańcowym. Ten wykładnik potęgowy wynosi średnio 2,7 dla szańcowców oraz dla holowników. Zmniejszanie się tych wielkości przy małych modułach wskazuje dobitnie na wpływ, jaki na ciężar wiązań wywiera stały dodatek grubości na korozje. Przebieg krzywych niemal równoległy do osi odciętych (z nieznacznym tylko wzniesieniem przy rosnącym module) potwierdza słuszność założenia A. Kari, mianowicie, że

$$P_k = C_k \cdot L \cdot (B + H)^n$$

(gdzie C_k — współczynnik proporcjonalności).

Wyposażenie:

Ciężar wyposażenia i sprzętu pokładowego statków (drzewa, farby, umeblowania, rurociągów, maszyn pokładowych, masztów, bomów ładunkowych itp.) nie podlega żadnym prawom mechanicznym lub fizycznym w jakikolwiek sposób związanym z ruchem lub kształtem i wytrzymałością statku. Nie mogą być one do siebie na dwóch różnych statkach podobne geometrycznie ze względu na pewną standaryzację maszyn pokładowych, normalizację rur i połączeń rurowych, minimalnych użytkowych wymiarów różnych części osprzętu, jak również ze względu na jednakową mniej więcej na wszystkich statkach grubość warstwy farby i pokryć cementowych itp. Jedyną zatem drogą do określenia zależności $P_w / p_w = f_w(\lambda)$ może być droga empiryczna. I tutaj również dobrze jest posłużyć się doświadczeniem A. Kari, który na stronie 49 swego podręcznika podaje:

W pierwszym przybliżeniu można przyjąć, że ciężar wyposażenia statku *(wood and outfit)* zmienia się proporcjonalnie do pola przekroju wodnicy ładunkowej, wyraża się zatem wzorem:

$$P_w = C_w \cdot L \cdot B$$

oraz

$$p_w = C'_w \cdot L_o \cdot B_o \qquad (19)$$

Jeśli oznaczymy $C_w/C'_w = K_w$

otrzymamy $P_w/p_w = K_w\lambda^2$

$$f_w(\lambda) = K_w\lambda^2 \text{ oraz } P_w = p_w \cdot K_w\lambda^2 \qquad (20)$$

Za pomocą współczynnika K_w również tutaj określamy ew. zmiany w rodzaju wyposażenia statku projektowanego w stosunku do statku wzorcowego.

Autor zależności (19) zastrzega się jednak, że zasadniczo są one słuszne dla ogólnego wyposażenia statku, lecz nie dla maszyn pokładowych, których ciężar podlega własnym prawom zmienności. Proponujemy zatem ująć ciężar wyposażenia statku w równaniu ciężarów jednym ze sposobów podanych poniżej:

a) Rozbicie ciężaru wyposażenia statku na dwie grupy:

$P_{w1} \cdot p_{w1}$ — ciężar maszyn pokładowych statków.

W odniesieniu do statku projektowanego ta pozycja jest często określona warunkami projektu. Już w zapytaniu ofertowym armator podaje zazwyczaj swoje życzenia dotyczące liczby luków, rodzaju urządzeń przeładunkowych i ich rozmieszczenia. Standaryzacja obecnie budowanych wind ładunkowych i innych maszyn pokładowych jest dość daleko posunięta. Dokładne oszacowanie ciężaru tych urządzeń już w najwcześniejszym stadium projektowania statków handlowych nie nastręcza żadnych specjalnych trudności. Ta grupa ciężarów wejdzie zatem do równania ciężarów w postaci wielkości stałej:

$$P_{w1} = \text{const, lub stałego stosunku}$$
$$P_{w1}/p_{w1} = \text{const} \qquad (21)$$

P_{w2}, p_{w2} — ciężar reszty wyposażenia kadłubowego statku, w myśl informacji A. Kari, z wystarczającą dokładnością dla pierwszego przybliżenia projektowania, zmienia się proporcjonalnie do pola wodnicy ładunkowej, a zatem odpowiednia zależność wchodząca do równania ciężarów wyrazi się według równania (20):

$$P_{w2}/p_{w2} = K_{w2}\lambda^2 / f_{w2}(\lambda) = \lambda^2 / \qquad (22)$$

b) Globalne ujęcie ciężaru wyposażenia statku.

W wypadkach, w których rozbicie ciężaru wyposażenia statku napotykać będzie na trudności, poszukiwaną zależność będziemy mogli wyrazić w sposób następujący:

Załóżmy, że ciężar wyposażenia statku (wraz z ciężarem maszyn pokładowych) zmieni się proporcjonalnie do m-tej potęgi pola przekroju wodnicy ładunkowej statku, a zatem:

$$P_w = C_w \cdot /L \cdot B/^m$$

oraz

$$P_w = C'_w \cdot /L_o \cdot B_o/^m \qquad (23)$$

gdzie:

C_w — odpowiedni współczynnik proporcjonalności

m — chwilowo nieznany wykładnik potęgowy.

Jeśli oznaczymy $C_w/C'_w = K_w$

to

$$P_w/p_w = K_w\lambda^{2m}, /f_w(\lambda) = \lambda^{2m}/$$

oraz

$$P_w = p_w \cdot K_w \cdot \lambda^{2m} \qquad (24)$$

Wykładnik potęgowy 2m określić można w sposób analogiczny jak wykładnik potęgowy 1 + n, mianowicie przy pomocy tabel 4, 31, 32, podanych w podręczniku A. Kari.

Będzie zatem:

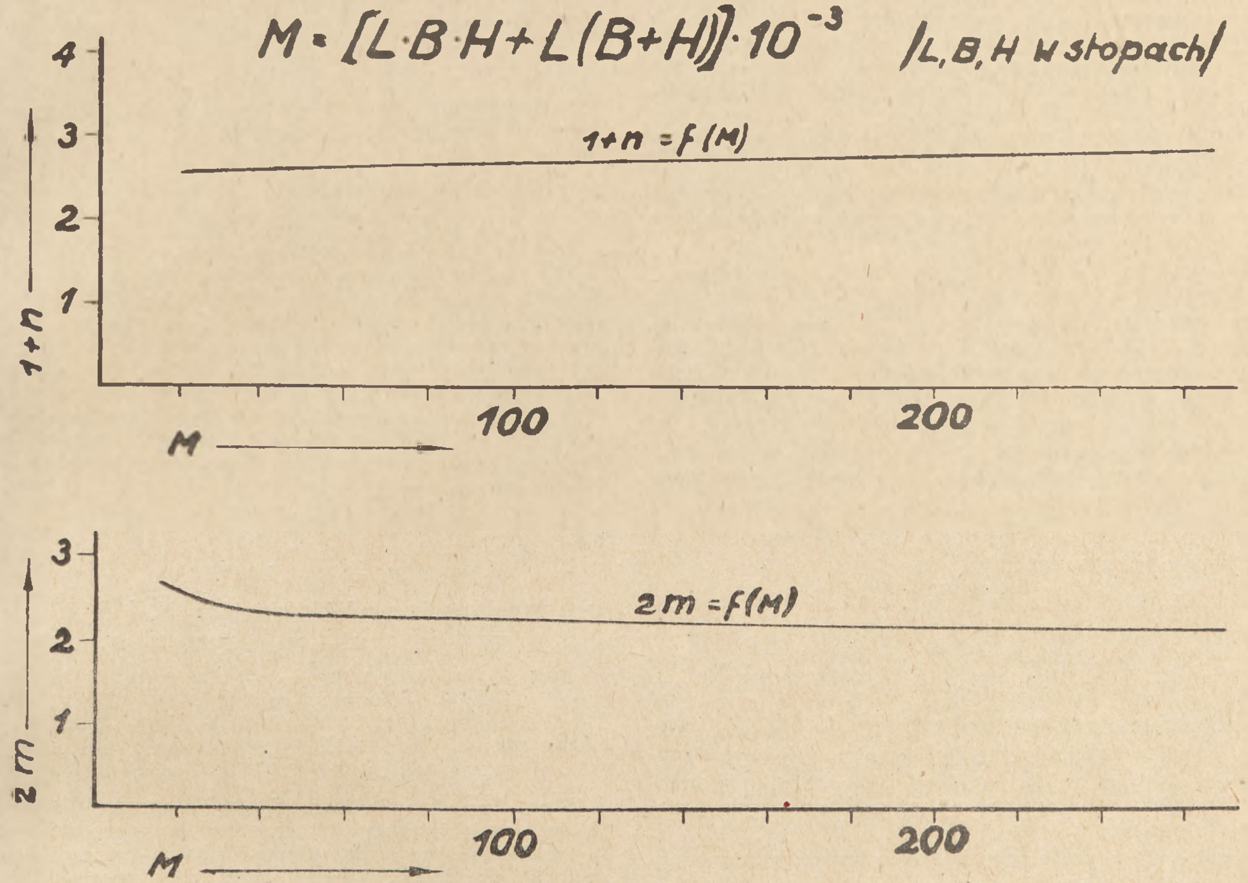
$$2m = \frac{\log P_w/p_w}{\log \lambda} \qquad (25)$$

Posługując się zasadami podobieństwa geometrycznego, wykładnik 2m przedstawić można w postaci krzywej, obrazującej funkcję:

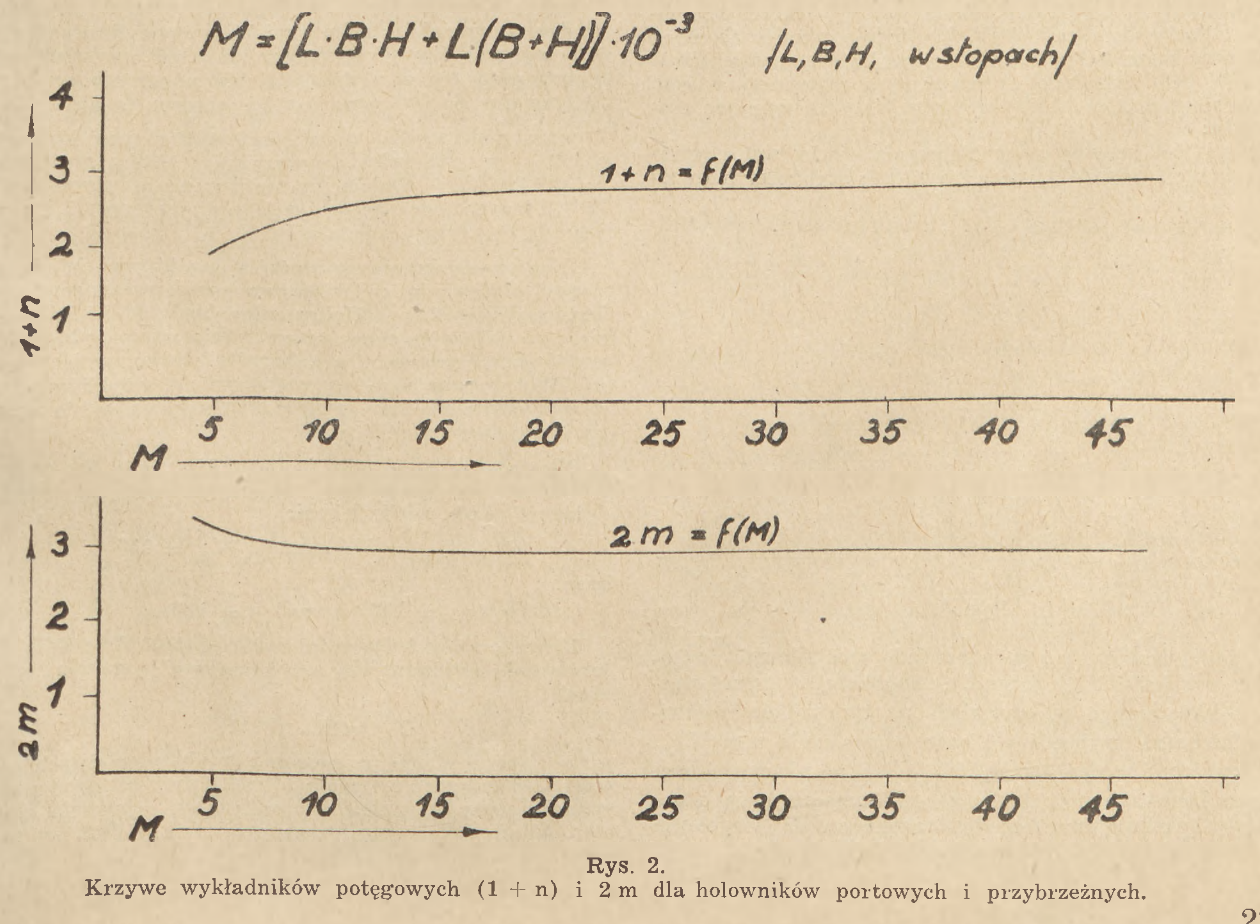
$$2m = f(M)$$

gdzie M = moduł mieszany Kari'ego.

Rys. 1 i 2 podają przykład tych krzywych, obliczonych dla holowników przybrzeżnych i portowych oraz dla statków z pokładem szańcowym. Krzywe te, bardziej pochyłe



Rys. 1.
Krzywe wykładników potęgowych (1 + n) i 2 m dla statków handlowych z pokładem szańcowym.



Rys. 2.
Krzywe wykładników potęgowych (1 + n) i 2 m dla holowników portowych i przybrzeżnych.

niż krzywe wykładników potęgowych $1 + n$, wzrastające przy malejącym module, wskazują na to, że założenie określone równaniami (23) są mniej słuszne niż analogiczne założenia dotyczące ciężaru stali. Wzrastanie tych krzywych jest jednak dość powolne, by można było posługując się danymi z listy statków podobnych do projektowanego określić wykładnik 2m dla celów ułożenia równania ciężarów.

Wzrastanie wykładnika 2m przy malejącym M potwierdza znany ogólnie fakt, że wyposażenie statków małych jest stosunkowo mniejsze niż dużych.

Instalacja siłowni okrętowej:

Podstawą do obliczenia ciężaru instalacji siłowni będzie moc N silnika głównego, mierzona w dowolnym miejscu urządzenia napędowego. Może to być zatem moc holowania N_h, moc na wale N_w, lub też moc indykowana N . Ogólnie, jakaś moc N i naturalnie odpowiadająca jej moc statku wzorcowego N_0.

Ciężar instalacji siłowni okrętowej statku projektowanego wyrazi się równaniem:

$$P_m = C_m \cdot N$$

oraz statku wzorcowego:

$$P_m = C'_m \cdot N_o$$

oraz:

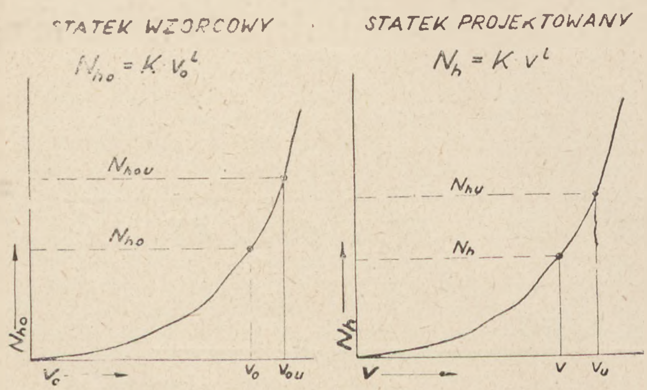
$$P_m/p_m = C_m/C'_m \cdot N/N_o \qquad (26)$$

gdzie: $C_m/C'_m = K_m$ zaś $N/N_o = f_m(\lambda)$ (27)

przy czym nieznana jest chwilowo funkcja $f_m(\lambda)$, natomiast współczynnik K_m wyraża zmiany ciężarowe wynikające z różnic rodzajów instalacji siłowni statku wzorcowego i projektowanego (np. wpływ zmiany napędu parowego na motorowy).

Funkcja f_m wyrażałaby się nader prosto, gdyby szybkość umowna statku projektowanego, w myśl prawa Froude'a, odpowiadała szybkości marszowej statku wzorcowego. Zazwyczaj jest jednak inaczej. Szybkość statku projektowanego v_u jest z reguły różna od szybkości v, odpowiadającej szybkości marszowej v_0 statku wzorcowego. Pociąga to za sobą odpowiednie różnice w mocy i ciężarze instalacji siłowni okrętowej statku projektowanego. W celu określenia tych różnic, a zasadniczo w celu określenia stosunku N/N_0 przeprowadźmy następujące rozważania:

Dana jest krzywa mocy holowania statku wzorcowego jako funkcja jego szybkości, na której szybkości marszo-



a Rys. 3. b

wej statku wzorcowego v_0 odpowiada moc siłowni okrętowej w wysokości N_{ho} (Rys. 3). Szybkości umownej statku projektowanego v_u odpowiada na tym wykresie chwilowo nieznana szybkość v_{ou} oraz odpowiednia moc N_{hou}. Szybkościom i mocom v_0, v_{ou}, N_{ho}, N_{hou} na nieznanej nam jeszcze krzywej mocy statku projektowanego będą odpowiadały (według prawa modelowego Froude'a) szybkości i moce oznaczone na rysunku v, v_u, N_h i N_{hu}.

Odpowiadające sobie moce oporu falowego obu statków spełniają warunek:

$$N_f/N_{of} = \lambda^{3,5}$$

Odpowiadające sobie moce oporu tarcia według wzoru Froude'a wyrażą się odpowiednio:

$$N_t = \gamma \cdot f \cdot F_{zw} \cdot v^{1,825}$$

oraz dla statku wzorcowego

$$N_{ot} = \gamma \cdot f_o \cdot F_{ozw} \cdot v_o^{1,825}$$

Załóżmy równość współczynników tarcia $f = f_0$ $(f/f_0 = 1)$. Możemy to uczynić bez szkody dla dokładności obliczeń, gdyż w zakresie długości statków od 10 do 30 m przy zmianie długości wynoszącej 5 m stosunek f/f_0 nie przekracza wielkości 1,035; w zakresie od 30 do 100 m przy zmianie długości o 10 m $f/f_0 < 1{,}01$, zaś począwszy od 100 przy zmianie długości również o 10 m $f/f_0 < 1{,}005$. Poza bardzo małymi statkami, wynikający z założenia $f = f_0$ błąd, wynoszący 0.5 do 1 %, nie będzie miał godnego uwagi wpływu na dokładność projektowania. Otrzymamy zatem:

$$N_t/N_{ot} = \lambda^{3,4125} \qquad (29)$$

lub:

$$N_t = N_{ot} \cdot \lambda^{3.4125}$$

oraz w połączeniu z zależnością: $N_f = N_{of} \lambda^{3.5}$

$$N_h = N_t + N_f = N_{ot} \cdot \lambda^{3,4125} + N_{of} \cdot \lambda^{3,5} \qquad (30)$$

Jeśli założymy dalej, że

$$3{,}4125 \doteq 3{,}5 \qquad (31)$$

wtedy

$$N_h = N_{oh} \cdot \lambda^{3,5} \qquad (32)$$

Pomiędzy odpowiadającymi sobie mocami holowania statku projektowanego i wzorcowego zachodzi zatem w przybliżeniu ta sama zależność, którą prawo Froude'a dyktuje dla samych mocy oporu resztkowego. Bliższa analiza tego przybliżenia (przyjęcie równości (31) prowadzi do następujących wniosków:

przy zmniejszeniu wymiarów liniowych statku projektowanego w stosunku do wzorcowego o 80% ($\lambda_0 = 0{,}80$), a więc wyporności statku projektowanego wynoszącej ok. 50% wyporności statku wzorcowego, błąd popełniony w obliczeniu mocy tarcia statku projektowanego nie przekroczy 2%, malejąc do 0% przy λ zmierzającym do 1;

przy zwiększeniu wymiarów statku projektowanego o 20% w stosunku do wymiarów statku wzorcowego ($\lambda_0 = 1{,}20$), odpowiadającym zwiększeniu wyporności o ok. 75%, błąd na mocy oporu tarcia nie przekroczy 1,5%, malejąc do 0% przy λ zdążającym do 1.

Oba przedyskutowane wyżej wypadki wydają się granicami stosowania podobieństwa geometrycznego do projektowania statków. Maksymalne błędy 2 i 1,5% popełnione w obliczeniu mocy oporu tarcia wywrą odpowiednio mniejszy wpływ na moc całkowitą statku projektowanego. W tym stanie rzeczy zastosowanie przybliżenia (31) w pierwszym stadium projektowania okrętów nie nastręcza żadnych zastrzeżeń.

Nawiązując ponownie do rysunków 3a i 3b, możemy wpisać następujące związki zachodzące pomiędzy odpowiadającymi sobie wielkościami:

$$N_{hu}/N_{hou} = \lambda^{3,5} \text{ oraz } N_h/N_{ho} = \lambda^{3,5} \qquad (33)$$

oraz:

$$v_u/v_{ou} = \lambda^{1/2} \text{ oraz } v/v_o = \lambda^{1/2} \qquad (34)$$

Krzywą mocy holowania można z dość dobrą dla projektowania dokładnością aproksymować parabolą o postaci:

$$N_h = K \cdot v^l$$

gdzie l jest zmienne w poszczególnych przedziałach szybkości. Jeśli stopień paraboli l jest stały dla odcinka omawianych mocy (zarówno krzywej mocy holowania statku wzorcowego jak i projektowanego), wtedy możemy napisać:

dla statku wzorcowego:

$$N_{hou}/N_{ho} = v_{ou}/v_o)^l \qquad (36)$$

oraz dla statku projektowanego:

$$N_{hu}/N_h = (v_u/v)^l \qquad (37)$$

Z równań (33) do (37) przez proste przekształcenie otrzymujemy:

$$N_{hu}/N_{oh} = (v_u/v_o)^l \cdot \lambda^{3,5 - 1/2} \qquad (38)$$

Jeśli ponadto pomiędzy mocami mierzonymi w dowolnym miejscu urządzenia napędowego i mocami holowania zachodzą związki

$$N = \eta \cdot N_h \quad \text{oraz} \quad N_o = \eta' \cdot N_{oh}$$

gdzie η i η' — odpowiednie współczynniki sprawności, oraz jeśli:

$$\eta/\eta' = K_\eta$$

to poszukiwana w równaniach (27) funkcja:

$$f_m/\lambda/ = N/N_o = K_\eta \cdot (v_u/v_o)^l \cdot \lambda^{3,5-1/2} \qquad (39)$$

oraz:

$$P_m/p_m = C_m/C'_m \cdot K_\eta \cdot N/N_o$$

Jeśli oznaczymy ponadto:

$$K_m = C_m/C'_m K_\eta$$

(K_m — współczynnik wyrażający wpływ zmian: sprawności urządzenia napędowego, rezerwy mocy oraz rodzaju głównych i pomocniczych maszyn napędowych w instalacji siłowni okrętowej na ciężar instalacji siłowni okrętowej. W wielu wypadkach wielkość ta będzie mogła być dość dokładnie oszacowana już w najwcześniejszym stadium projektowania).

Otrzymujemy zatem ostatecznie:

$$P_m/p_m = K_m \cdot (v_u/v_o)^l \cdot \lambda^{3,5 - 1/2} \qquad (40)$$

lub:

$$f_m/\lambda/ = K_m \cdot (v_u/v_o)^l \cdot \lambda^{3,5 - 1/2}$$

lub wreszcie:

$$P_m = P_m \cdot K_m \cdot (v_u/v_o)^l \cdot \lambda^{3,5 - 1/2}$$

W tej ostatniej formie ciężar instalacji siłowni okrętowej znajdzie zastosowanie w równaniu ciężarów.

Wielkość $(v_u/v_0)^l$ w równaniach (40) wymaga specjalnego omówienia. O ile bowiem stosunek v_u/v_0 jest wielkością stałą (v_u — szybkość umowna podana przez armatora, v_0 — szybkość marszowa statku wzorcowego), o tyle l — stopień paraboli, którą aproksymujemy krzywą mocy holowania, jest wielkością przybliżoną. Liczne publikacje opisujące przebieg i aproksymację krzywej mocy holowania podają, że stopień paraboli aproksymującej tę krzywą zmienia się od 2 do 5 w poszczególnych następujących po sobie odcinkach krzywej mocy holowania. Erbach podaje, że aby szybkość normalnego wolnego statku towarowego nie przekroczyła wielkości ekonomicznej, nie może ona wykroczyć poza przedział, w którym stopień paraboli aproksymującej przekracza wielkość 2,5. Inne źródła podają, że przy większych szybkościach stopień paraboli aproksymującej waha się około liczb 3, 4, a przy dużych szybkościach dochodzi do 5. W pierwszym przybliżeniu projektowania można na ogół przyjmować:

- $l = 2,5$ dla wolnobieżnych statków towarowych,
- $l = 3$ dla statków towarowych i pasażerskich średnio szybkich,
- $l = 4$ dla bardzo szybkich statków pasażerskich.

W wypadkach znacznie przekraczających normalne szybkości statków handlowych, trzeba będzie stosować $l = 4,5$ do 5.

Dotychczasowe rozważania funkcji $f_m(\lambda)$ dotyczyły wypadku najczęściej spotykanego, gdy szybkość marszowa statku wzorcowego nie jest szybkością odpowiadającą szybkości umownej statku projektowanego. Jeśli w szczególnym wypadku tak się stanie, w równaniu (39) zajdą następujące zmiany: $v_u = v$, a zatem

$$v_u/v_o = v/v_o = \lambda^{1/2} \qquad \text{(wg. równań (34))}$$

Po odpowiednim zebraniu wszystkich wykładników potęgowych otrzymamy w tym szczególnym wypadku, który zdarzyć się może czasem przy projektowaniu statków specjalnych, następującą zależność:

$$f_m(\lambda) = K_m \cdot \lambda^{3,5} \qquad (41)$$

Zależność tę w sposób najzupełniej zrozumiały otrzymać można bezpośrednio z równania (32).

N o ś n o ś ć :

Nośność statku jest wielkością narzuconą przez armatora. Do równania ciężarów wejdzie ona w postaci liczby stałej P .

Ł a d o w n o ś ć :

Również ładowność, jeśli jest podana jako jeden z warunków projektu, to jako wielkość niezależna od wymiarów statku. Nie istnieje zatem zależność funkcyjna $P_l / p_l = f_l(\lambda)$. Do równania ciężarów ładowność wchodzi jako liczba stała P_l.

Z a p a s y i z a ł o g a :

Tę grupę ciężarów podzielić musimy na dwie części.

1. P_{z1}, p_{z1} — ciężar paliwa, wody kotłowej, smarów i innych zapasów, których ilość zależy od szybkości, zasięgu i mocy maszyn napędowych statku.
2. P_{z2}, p_{z2} — ciężar pozostałych zapasów i załogi, zależny od czynników nie mających powiązania z szybkością i mocą maszyn statku.

P_{z1}, p_{z1}:

Oznaczamy dodatkowo:

R, r — zasięgi statku projektowanego i wzorcowego,
C_{z1}, C_{z1}' — zużycie zapasów przypadających na 1 Km mocy N i N_0 na 1 godzinę ruchu maszyn.

Ciężary tych zapasów wyrażą się odpowiednio:

$$P_{z1} = C_{z1} \cdot N \cdot R/v_u$$
$$p_{z1} = C_{z1}' \cdot N_o \cdot r/v_o \qquad (42)$$

W połączeniu z równaniem (39) otrzymamy:

$$P_{z1}/p_{z1} = f_{z1}(\lambda) =$$
$$= C_{z1}/C_{z1}' \cdot K_\eta \cdot (v_u/v_o)^l \cdot \lambda^{3,5-1/2} \cdot R/r$$

Jeśli ponadto oznaczymy:

$$C_{z1}/C_{z1}' \cdot K_\eta = K_{z1}$$

otrzymamy ostateczną postać poszukiwanej funkcji:

$$P/p_{z1} = f_{z1}(\lambda) = K_{z1} \cdot (v_u/v_o/^{l-1} \cdot R/r \cdot \lambda^{3,5-1/2} \qquad (43$$

W tej ostatniej postaci ciężar zapasów P_{z1} wejdzie do równania ciężarów.

P_{z2}, p_{z2}:

Ciężar tych zapasów może być wystarczająco dokładnie określony dla statku projektowanego na podstawie zasięgu, szybkości, przepisów załogowych i socjalnych oraz życzeń armatora, umieszczonych w założeniu do projektu. Wielkość P_{z2} wejdzie zatem do równania ciężarów w postaci liczby stałej.

Ostateczne postacie równania ciężarów

Określeniem grupy P_{z2} zamknęliśmy ostatecznie omówienie wszystkich grup ciężarów i ich zależności funkcyjnych ze skalą długości statków wzorcowego i projektowanego. Obliczenie tej skali otrzymamy przez rozwiązanie

jednego z dwóch równań, które podajemy poniżej dla wypadków a) i b), podanych we wstępie niniejszej pracy, a dotyczących normalnych założeń, z którymi przystępujemy do wykonywania projektu. W obu poniżej podanych wypadkach pominięto rozbicie ciężaru wyposażenia na ciężar maszyn pokładowych i ciężar reszty wyposażenia, wprowadzając zależność funkcyjną f_w, dotyczącą globalnego ujęcia ciężaru wyposażenia.

a) Projekt wykonywany w założeniu, że dane są nośność, szybkość, zasięg i współczynnik ładowności statku, który mamy zaprojektować:

Równanie ciężarów będzie miało postać następującą:

$$p_k \cdot K_k \cdot \lambda^{1+n} + p_w \cdot K_w \cdot \lambda^{2m} + p_m \cdot K_m (v_u/v_o)^l \cdot \lambda^{3,5-1/2} + P_n = D_o \cdot \lambda^3 \qquad (44)$$

b) Projekt wykonywany w założeniu, że dane są szybkość, ładowność, zasięg i specjalne przeznaczenie statku.

Równanie ciężarów:

$$P_k \cdot K_k \cdot \lambda^{1+n} + p_w \cdot K_w \cdot \lambda^{2m} + p_m \cdot K_m \cdot (v_u/v_o)^l \cdot \lambda^{3,5-1/2} + p_{z1} \cdot K_{z1} \cdot (v_u/v_o)^{l-1} \cdot R/r \cdot \lambda^{3,5-1/2} + P_{z2} + P_l = D_o \cdot \lambda^3 \qquad (45)$$

Rozwiązanie równania ciężarów i obliczenie elementów nowego projektu

Ułożenie równania ciężarów w którejkolwiek z przytoczonych form wymaga wybrania odpowiedniego statku wzorcowego oraz posiadania co najmniej wszystkich tych danych, które wchodzą w równanie ciężarów. Po wstawieniu tych danych odpowiednio do równania (44) lub (45) otrzymamy już nie ogólne, lecz liczbowe równanie liniowe, stopnia ułamkowego o jednej niewiadomej λ. Równanie to najłatwiej i w sposób wystarczająco dokładny dla projektowania rozwiązuje się graficznie. Niech rozwiązanie tego równania wynosi λ_0. Znając je, możemy natychmiast przystąpić do obliczenia wszystkich elementów nowego projektu. Będą więc:

Wyporność projektowanego statku:

$$D = D_o \cdot \lambda_o^3$$

Wymiary główne oraz wszystkie wymiary liniowe statku zaprojektowanego:

$$L = L_0 \cdot \lambda_0, \quad B = B_0 \cdot \lambda_0, \quad H = H_0 \cdot \lambda_0 \quad \text{itp.}$$

Poszczególne grupy ciężarów:

$$P_i = p_i \cdot f_i(\lambda_o)$$

Poszczególne pola powierzchni:

$$F_i = F_{oi} \cdot \lambda_o^2$$

Poszczególne objętości (np. ładowni, skrajników, zbiorników dennych itp.):

$$V_j = V_{oi} \cdot \lambda_o^3$$

Współrzędne środków ciężkości powierzchni i brył:

$$x = x_0 \cdot \lambda_0, \quad y = y_0 \cdot \lambda_0, \quad z = z_0 \cdot \lambda_0$$

Momenty statyczne powierzchni:

$$M = M_0 \cdot \lambda_0^3$$

Momenty statyczne brył:

$$M = M_0 \cdot \lambda_0^4$$

Momenty bezwładności powierzchni:

$$J = J_0 \cdot \lambda_0^4$$

Momenty bezwładności brył:

$$J = J_0 \cdot \lambda_0^5$$

itp.

W podany powyżej sposób można obliczyć wszystkie geometryczne i ciężarowe cechy nowego projektu w założeniu podstawowym, że kadłub staku projektowanego jest geometrycznie podobny do kadłuba statku wzorcowego.

Podobieństwo geometryczne kadłubów pociąga za sobą jeszcze inne bardzo korzystne konsekwencje. Statek wzorcowy może być traktowany jako model statku projektowanego. Jeśli statek wzorcowy był poddany badaniom modelowym, to, stosując wszystkie zależności wynikające z prawa modelowego Froude'a, otrzymamy dokładne obliczenie krzywej mocy holowania statku projektowanego.

Istnieją również możliwości zastosowania do obliczenia średnicy, elementów i sprawności śruby innych praw podobieństwa mechanicznego, mogących zachodzić przy podobieństwie geometrycznym statków. Przeliczenie wyników prób modelowych statku wzorcowego z własnym napędem na statek projektowany nastręcza jednak dość znaczne trudności i do tej pory nie zostało rozpracowane. Ogólnie można jednak stwierdzić, że możliwość zastosowania podobieństwa geometrycznego statków w pierwszym przybliżeniu projektowania daje wyniki, które warte są tego nieznacznego nakładu pracy, jakiego wymaga ułożenie i rozwiązanie równania ciężarów.

Granice stosowalności

Próby analitycznego ujęcia zagadnienia projektowania statków handlowych nie są nowością. Istnieje cały szereg tych metod; wszystkie prawie bez wyjątku opierają się na danych statku wzorcowego. Dla kilku z nich podobieństwo geometryczne kształtów kadłuba nie jest rzeczą obcą. Manning**) posługuje się nim w obliczeniu wymiarów głównych, po określeniu wyporności statku przy pomocy specjalnego równania ciężarów. Bubnow przewiduje możliwości jego stosowania w braku innych warunków niezbędnych do określenia wymiarów głównych. W projektowaniu kształtów kadłuba oraz w obliczeniach krzywych hydrostatycznych, stateczności i w zagadnieniach oporowych jest ono bardzo chętnie stosowane przez konstruktorów.

W opisanym stanie rzeczy określenie granic stosowalności wyprowadzonej metody będzie miało już pewne uzasadnienia praktyki ogólnej. Między innymi dobrze jest tutaj powołać się na Manninga, który podaje: Zastosowanie podobieństwa geometrycznego w projektowaniu statków ograniczone jest przede wszystkim maksymalnym, dopuszczalnym zanurzeniem statków. Istnieje pewna granica wielkości statków (wzorcowych i projektowanych), począwszy od której możliwości zastosowania podobieństwa geometrycznego w prjoektowaniu ograniczają się tylko do bardzo małych różnic $(1 - \lambda_0)$, lub nawet znikają całkowicie. Na ogół ta granica wielkości statku projektowanego sięga $\pm$ 20% wyporności statku wzorcowego, co odpowiada granicom: $0,93 < \lambda_0 < 1,065$. Na skutek specyficzności swej metody Manning posiada ponadto ograniczenie zmian szybkości, wynoszące $\pm$ 5% szybkości statku wzorcowego.

Należy się zastanowić, czy ograniczenia podane powyżej mają także zastosowanie w niniejszej metodzie.

W odpowiedzi na to pytanie trzeba przede wszystkim stwierdzić, że metoda jest nowa i nie mogła być do tej pory wypróbowana tak dalece, by można było ustalić ściśle granice jej stosowalności. Dotychczasowe obserwacje zastosowania można jednak zebrać w następujących punktach:

1. Podlega ona tym samym ograniczeniom wynikającym z maksymalnego dopuszczalnego zanurzenia statków, co metoda Manning'a, nie może być zatem stosowana do projektowania dużych statków handlowych. Ograniczenie zanurzenia statków, o ile nie jest założeniem projektu, nie stanowi przeszkody do stosowania tej metody do projektowania mniejszych statków handlowych.

2. Zastosowanie tej metody mija się z celem, jeśli założenia do projektu przewidują ograniczenie któregokolwiek z wymiarów głównych.

3. Niniejsza metoda nie posiada ograniczenia określonego różnicą bezwzględnych szybkości statku projektowanego i statku wzorcowego. Istnieje natomiast ograniczenie wyrażające się pewną dopuszczalną różnicą szybkości

**) Por. bibliografia, poz. 4.

względnych statków projektowanego i wzorcowego, pozostające w związku z koniecznością zachowania współczynników pełnotliwości, smukłości i stosunków wymiarów głównych statku wzorcowego. Przy pewnym doświadczeniu będzie można uniknąć przynajmniej częściowo tego ograniczenia przez odpowiedni dobór statku wzorcowego lub jego szybkości, którą traktować będziemy jako marszową, oraz przez właściwy dobór współczynnika K_m. Zagadnienie to znajduje się w opracowaniu.

4. Dotychczasowe próby zastosowania tej metody dotyczyły projektów znajdujących się raczej na przewidywanych granicach jej stosowalności. Zmniejszenie statku projektowanego w stosunku do wzorcowego, wynoszące $\lambda_0 = 0,8$, dało wyniki raczej pozytywne. W granicach tych (20% wymiarów głównych) błędy wynikające z założeń upraszczających, poczynione w trakcie wyprowadzania metody, mogą być tolerowane.

5. Przyczyną największych błędów był dotychczas nieodpowiedni dobór właściwej liczby L, tj. stopnia paraboli aproksymującej odpowiedni odcinek krzywej mocy holowania. Zagadnienie właściwego doboru tej liczby, niezależnie od liczb podanych przy omawianiu ciężaru instalacji siłowni, znajduje się w opracowaniu.

Uwagi końcowe

Reasumując wyniki przeprowadzonych rozważań, wszystkie kroki, jakie należy wykonać przy projektowaniu za pomocą wyprowadzonej metody, ująć można w następujące punkty:

Po otrzymaniu zadania, tzn. założeń do nowego projektu (szybkości, nośności, liczby pasażerów, zasięgu, liczebności załogi, danych technicznych i innych), projektowanie w pierwszym przybliżeniu wykonujemy w następującej kolejności:

1. Wybieramy statek wzorcowy. Musimy znać jego nośność, szybkość, właściwości oporowe (krzywą mocy holowania), grupy ciężarów, wyniki prób odbiorczych, wyniki obserwacji eksploatacyjnej itp. Statek wzorcowy musi być zbliżony do projektowanego pod względem typu, zastosowania, rodzaju urządzeń maszynowych i innych instalacyj oraz możliwie licznych innych szczegółów.

2. Ustalamy te wszystkie grupy i pozycje ciężarowe, które wejdą do równania ciężarów w postaci wyrazu wolnego. Mogą to być: P_t, P_{w1}, P_l, P_{z2}.

Wymienione wyżej pozycje określamy na podstawie założeń do projektu, lub też niektóre z nich musimy obliczyć lub oszacować w sposób przybliżony.

3. Ustalamy odpowiednie współczynniki zmian ciężarowych poszczególnych grup ciężarów (K_i) oraz wykładniki potęgowe $1 + n$, $2m$ i l.

4. Układamy i rozwiązujemy równanie ciężarów. Rozwiązanie najlepiej wykonać metodą graficzną. Obliczamy wyporność, poszczególne grupy ciężarowe oraz elementy geometryczne kadłuba, potrzebne w pierwszym przybliżeniu projektowania.

5. Sprawdzamy moc maszyn i sprawność urządzenia napędowego zaprojektowanego statku.

6. Przeprowadzamy kontrolę wyników, która zadecyduje o zakresie, w jakim wykorzystamy wyniki otrzymane z zastosowania podobieństwa geometrycznego.

Na ogół można stwierdzić, że podobieństwo geometryczne, zastosowane jak to opisano powyżej, jest bardzo wygodne. Daje ono cały szereg korzyści, z których najważniejszą jest szybkość, z jaką otrzymuje się wszystkie niezbędne informacje, potrzebne np. do złożenia oferty na wykonanie projektu lub na budowę statku. Będąc metodą analityczną, nadaje się ono do stosowania przez konstruktorów posiadających mniejszy zasób doświadczenia oraz nie wystarczające zbiory archiwalne, na których opiera się normalna praca konstruktorów okrętowych.

Zastosowanie podobieństwa geometrycznego w pierwszym przybliżeniu projektowania nie pociąga jednak za sobą żadnych zobowiązań w tym sensie, że musi ono być zastosowane w projekcie ostatecznym. Dostarcza ono w pierwszym przybliżeniu tylko pierwsze, wstępne informacje, które, wytyczając dalszy bieg i czynności projektowania, w szczególnych tylko wypadkach mogą znaleźć zastosowanie w całej swej rozciągłości.

Wprowadzenie współczynników K_i daje dużą swobodę zarówno w doborze statków wzorcowych jak i w zmianach poszczególnych właściwości konstrukcyjnych statku projektowanego. Przy ich pomocy można uwzględnić dość znaczne zmiany w konstrukcji stalowej kadłuba (np. uwzględnienie spawania i jego wpływu na ciężar stali), zmiany rodzaju głównych i pomocniczych maszyn statku, zmiany w sprawności urządzenia napędowego i wiele innych.

Niewątpliwym ograniczeniem zastosowania tej metody są jednak następujące czynniki:

1. ograniczenie jednego lub kilku wymiarów statku projektowanego, narzucone przez specjalne warunki eksploatacji statku (ograniczenie zanurzenia, szybkości lub długości statku);

2. wynikająca z zastosowania podobieństwa geometrycznego konieczność zastosowania dla statku projektowanego tych samych wymiarów głównych, tych samych współczynników pełnotliwości, jakie posiada statek wzorcowy.

Te dwa ograniczenia powodują, że niejednokrotnie zajdzie potrzeba całkowitego, lub przynajmniej częściowego zrezygnowania z podobieństwa geometrycznego, zaprojektowanego w pierwszym przybliżeniu, w chwili, gdy z projektu wstępnego przechodzić będziemy do projektu ostatecznego. Nie przekreśla to jednak wartości otrzymanych danych jako liczb wyjściowych lub porównawczych. Najdogodniejszym wykorzystaniem podobieństwa geometrycznego jest przejście na powinowactwo kształtów. Zastosowanie tego ostatniego w projektowaniu statków handlowych, a raczej możliwości tego zastosowania, zostaną omówione w jednym z następnych numerów czasopisma.

Należy wreszcie stwierdzić, że przeprowadzone rozważania i wyprowadzone zależności mogą mieć zastosowanie w projektowaniu statków nie tylko w postaci pełnego równania ciężarów, lecz także odrębnie dla każdej grupy ciężarów. Dotyczy to np. wpływu zmiany wymiarów głównych na wielkość poszczególnych grup ciężarowych, przybliżonego ,szybkiego obliczenia mocy maszyn statków podobnych ($N/N_0 = \lambda^{3,5}$), projektowania statków na inną szybkość i wielu innych, codziennych problemów projektowania.

LITERATURA

1. A. Kari: The Design and Cost Estimating of all Types of Merchant and Passenger Ships, 1948.
2. W. Łaptiew: Osnowy Projektirowania Morskich Komerczeskich Sudow.
3. Herner Verchovsek: Das Entwerfen u. Einrichtung von Handelsschiffen.
4. G. Manning: Basic Design of Ships. 1945
5. J. H. Biles: The Design and Construction of Ships, V. II. 1923.
6. W. Urbanowicz: Skrypt-Teoria okrętu, Część I. 1938.
7. J. Fatur: Bezwymiarowe krzywe stateczności.
9. A. Łomnicki: Rachunek różniczkowy i całkowy, tom 1.

Mgr inż. Janusz Staliński
(Politechnika Gdańska)

OBLICZENIE KRZYWEJ GRODZIOWEJ
za pomocą integratora

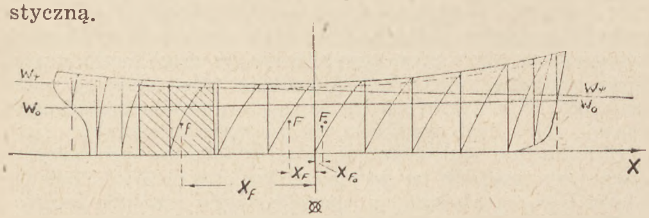
Obliczanie objętości podwodnej części kadłuba statku, zanurzonego do linii granicznej i wyznaczanie położenia jego środka wyporu przy pomocy integratora. Obliczanie objętości przedziału zatapianego oraz wyznaczanie długości i położenia przedziału zatapianego przy pomocy integratora.

Obliczenie krzywej grodziowej, niezbędnej dla wykonania właściwego podziału grodziami wodoszczelnymi projektowanego statku, stosownie do wymagań przepisów „Międzynarodowej konferencji o bezpieczeństwie życia na morzu", jest na ogół dość kłopotliwe. Istnieje wprawdzie kilka metod pozwalających wyliczyć rzędne krzywej grodziowej, wszystkie one jednak posiadają jedną wadę: wymagają żmudnych i pochłaniających wiele czasu wyliczeń i kreśleń.

Podana niżej oryginalna metoda obliczenia krzywej grodziowej jest również metodą wykreślno-analityczną, pozwalającą jednakże przez użycie integratora na znaczne skrócenie czasu obliczeń i kreśleń, zmniejszenie ich ilości oraz uproszczenie ich przebiegu.

Pierwszą czynnością, podobnie jak przy innych metodach, będzie naniesienie na skali Bonjeana linii granicznej, przebiegającej w odległości 3″, czyli 76 mm, od pokładu grodziowego, oraz wrysowanie kilku (8—10) linii wodnicowych, stycznych w różnych punktach do linii granicznej (rys. 1).

Na rys. 1 wrysowano dla jasności obrazu tylko jedną styczną.



RYS. 1

Objętość podwodnej części kadłuba statku, zanurzonego do wodnicy W_{ψ}, jak również odległość X_F jego środka wyporu F od owręża, obliczymy za pomocą integratora, planimetrując powierzchnię pod krzywą pól przekrojów wręgowych, odciętych daną wodnicą W_{ψ}.

W tym celu wykreślamy krzywą pól przekrojów wręgowych, której rzędne odczytujemy w znany sposób ze skali Bonjeana (rys. 2). Należy przy tym zwrócić uwagę na taki dobór skali osi OX, by cała powierzchnia pod krzywą znalazła się w zasięgu ramienia integratora. W celu otrzymania możliwie dokładnych wyników planimetrowania poleca się skalę osi OY dobrać możliwie dużą.

Integrator ustawiamy tak, by oś, względem której mierzymy momenty statyczne, pokrywała się z osią OY, tzn. z owrężem statku. Planimetrując następnie powierzchnię, ograniczoną krzywą pól przekrojów wręgowych i osią OX, otrzymamy dwa odczyty:

1. pole powierzchni pod krzywą, dające objętość podwodnej części kadłuba V, zanurzonego do wodnicy W_{ψ};
2. moment statyczny $M_{\otimes}$ powierzchni pod krzywą względem osi OY, czyli moment statyczny bryły podwodnej części kadłuba względem płaszczyzny owręża.

Otrzymane pomiary V i $M_{\otimes}$ pozwolą wyliczyć odległość środka wyporu F od płaszczyzny owręża.

$$X_F = \frac{M_{\otimes}}{V} \tag{1}$$

Pozwolą one również znaleźć objętość przedziału zatapianego i odległość jego środka ciężkości od owręża.

Oznaczmy literą f środek ciężkości przedziału, którego zatopienie spowodowało zanurzenie się statku do wodnicy W_{ψ}, objętość tegoż przedziału (do wodnicy W_{ψ}) — ΔV zaś objętość podwodnej części kadłuba przed zatopieniem i jego środek wyporu — odpowiednio V_0 i F_0.

Wyznaczmy momenty statyczne względem owręża utworzonych brył o objętościach V_0, ΔV i V; dla statku z przedziałem zatopionym będzie wówczas obowiązywało równanie momentów (rys. 1):

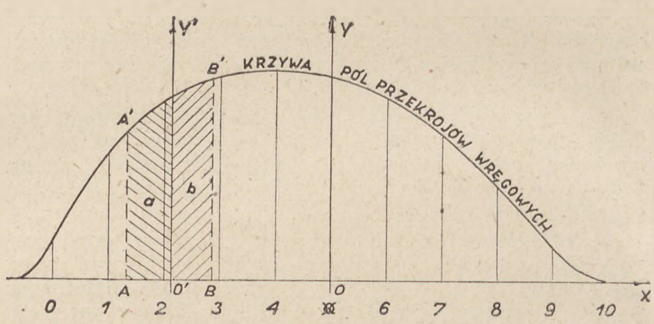
$$V_0 \cdot X_{F_0} + \Delta V \cdot X_f = V \cdot X_F \tag{2}$$

gdzie

$$\Delta V = V - V_0 \tag{3}$$

Zatem odległość środka ciężkości zatopionego przedziału od owręża wyniesie:

$$X_f = \frac{V \cdot X_F - V_0 \cdot X_{F_0}}{V - V_0} \tag{4}$$



RYS. 2

W równaniu powyższym V_0 i X_{F_0} określone są początkowym położeniem statku, zaś V i X_F otrzymaliśmy w wyniku pomiaru integratorem.

Objętość przedziału zatapianego ΔV może być powiększona w takim stosunku, w jakim przedział ten jest wypełniony znajdującymi się w nim przedmiotami lub ładunkiem. A zatem rzeczywista objętość przedziału, w którym po zatopieniu znajdzie się woda o objętości ΔV, będzie:

$$\Delta V' = \frac{\Delta V}{\mu} \tag{5}$$

Współczynnik μ, który oczywiście będzie inny dla ładowni niż dla przedziału maszynowego lub też dla pomieszczeń mieszkalnych, obliczamy dla każdego z przedziałów statku według wzorów podanych w odnośnych międzynarodowych przepisach o niezatapialności.

Po wykonaniu wyżej opisanych prac wstępnych przystąpimy do czynności zasadniczej, tzn. do znalezienia długości przedziału, którego środek ciężkości leży w odległości X_f od owręża, zaś objętość wynosi $\Delta V'$. Do tego celu posłużymy się wykreśloną już uprzednio krzywą pól przekrojów wręgowych.

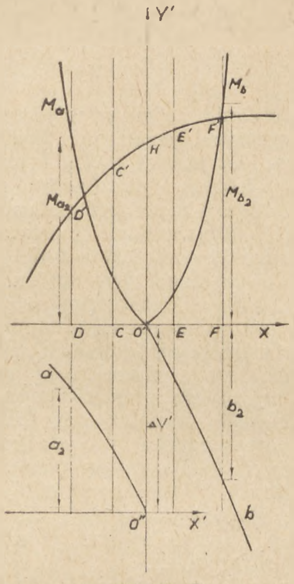
W odległości X_f od owręża kreślimy prostą O′ Y′, prostopadłą do osi OX (rys. 2).

Niech grodzie przedziału zatapianego znajdują się w położeniu A i B. Pole powierzchni AA′B′BA, przedstawiające objętość zatapianego przedziału, musi być wówczas równe $\Delta V'$, zaś środek ciężkości tegoż przedziału musi leżeć na osi O′Y′. Ten ostatni warunek pociąga za sobą równość momentów statycznych M_a i M_b pól powierzchni a i b względem osi O′Y′. Możemy zatem ustalić następujące zależności:

$$a + b = \Delta V' \tag{6}$$

$$M_a = M_b \tag{7}$$

Zadaniem naszym będzie takie umieszczenie grodzi AA′ i BB′, by równocześnie były spełnione oba powyższe równania. Zadanie to rozwiążemy graficznie w następujący sposób (rys. 3):



RYS. 3

Po obu stronach osi O′Y′ prowadzimy dwie lub trzy dowolne rzędne, z których zewnętrzne powinny znajdować się w takiej odległości od osi O′Y′, by każda z nich wraz z osią O′Y′ ograniczała powierzchnię pod krzywą nie większą od $\Delta V'$, co da się oszacować „na oko“ (na rys. 3 poprowadzono dla prostoty po dwie rzędne).

Integrator ustawiamy tak, by oś, względem której mierzymy momenty statyczne, pokrywała się z osią O′Y′. Planimetrując następnie powierzchnie ograniczone osią O′Y′, osią OX, krzywą pól oraz kolejnymi rzędnymi CC′, DD′, EE′ i FF′, otrzymamy w wyniku pomiarów pola powierzchni a_1 — odpowiadające powierzchni O′HC′C, a_2 — O′HD′D, b_1 — O′HE′E i b_2 — O′HF′F, oraz momenty statyczne tych powierzchni względem osi O′Y′, które oznaczymy odpowiednio M_{a_1}, M_{a_2}, M_{b_1}, oraz M_{b_2}.

Pola i momenty tych powierzchni przedstawiać będą objętości i momenty statyczne odpowiednich części przedziału, leżących po lewej i prawej stronie osi O′Y′.

Otrzymane wartości momentów M_{a_1}, M_{a_2}, M_{b_1} i M_{b_2} odkładamy w jednakowej, możliwie dużej skali w górę od osi OX na odpowiadających im rzędnych CC′, DD′, EE′ i FF′ (rys. 3). Wartości pól b_1 i b_2 odkładamy podobnie, w dół od osi OX, przy czym skala ich powinna być również możliwie duża. Następnie na osi O′Y′ odkładamy w dół od początku układu O′ wartość $\Delta V'$ przeliczoną na skalę pól b. Przez otrzymany w ten sposób punkt O″ prowadzimy równolegle do osi OX oś pomocniczą O″X′, od której jako od osi odciętych odkładamy w górę wartości pól a.

Łącząc wyznaczone punkty jak na rys. 3, otrzymamy odpowiednio krzywe momentów względem osi O′Y′ — M_a i M_b oraz krzywe pól a i b.

Poprowadźmy w dowolnej odległości od osi OX i równolegle do niej prostą KL tak, by przecięła ona krzywe momentów M_a i M_b, jak to pokazano na rys. 4 (dla ułatwienia podajemy rys. 4 osobno; w praktyce wykonujemy wszystkie kreślenia na wyrysowanej w pierwszej fazie prac krzywej pól przekrojów wręgowych).

W punktach K i L wystawmy rzędne KK′ i LL′ w sposób podany na rysunku. Rzędne te ograniczają przedział, dla którego momenty statyczne lewej i prawej strony od osi O′Y′ względem tejże osi są sobie równe; dla przedziału tego spełnione więc jest równanie (7). Aby jednak przedział ten był szukanym przez nas przedziałem, musi być równocześnie spełnione równanie (6), co będzie miało miejsce tylko w takim wypadku, gdy punkty przecięcia rzędnych KK′ i LL′ z krzywymi pól a i b będą leżały na prostej równoległej do osi OX. By sprawdzić, czy warunek ten jest spełniony, prowadzimy z punktu przecięcia N rzędnej LL′ z krzywą pól b — prostą równoległą do osi OX aż do przecięcia z rzędną KK′. O ile otrzymany punkt przecięcia P leży poza krzywą pól a, to oznacza to, iż przedział ograniczony rzędnymi KK′ i LL′ jest za długi, gdyż wówczas

$$^{a}KK' + {}^{b}LL' > \Delta V'$$

Aby znaleźć właściwe położenie przedziału zatapianego, dla którego będą równocześnie spełnione równania (6) i (7), prowadzimy bliżej osi OX drugą prostą RS w taki sam, jak poprzednio, sposób i uzyskujemy w końcowym stadium kreśleń punkt T.

Punkty P i T oraz początek układu O′ łączymy krzywą, której punkt przecięcia Z z krzywą pól a da nam poszukiwane położenie lewej grodzi, ograniczającej przedział zatapiany. Położenie prawej grodzi wyznaczy wówczas punkt przecięcia Z′ krzywej pól b przez prostą równoległą do osi OX, przechodzącą przez punkt Z.

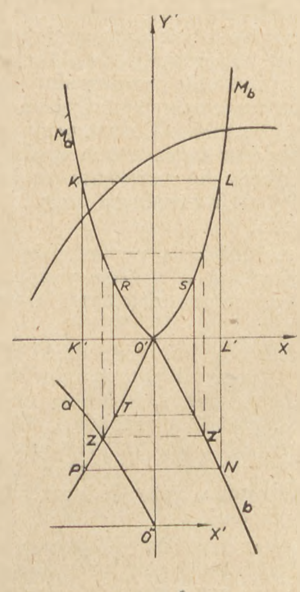
Dla sprawdzenia możemy rzutować oba punkty Z i Z′ na krzywe momentów; punkty przecięcia krzywych momentów muszą wówczas leżeć na prostej równoległej do osi OX.

Otrzymana w powyższy sposób długość przedziału zatapianego $l = ZZ'$ będzie rzędną punktu krzywej grodziowej, wystawioną w połowie odcinka ZZ′.

Wykonując w podobny sposób kreślenia dla kolejnych wodnic, stycznych do linii granicznej, otrzymamy szereg długości przedziałów zatapialnych oraz ich położeń, co pozwoli nam wykreślić w znany sposób krzywą grodziową statku. Obliczenie punktów krańcowych krzywej wykonujemy jedną ze znanych metod.

Zalety przedstawionej powyżej metody są następujące:

1. uniknięcie żmudnego liczenia pól powierzchni pod krzywymi pól przekrojów wręgowych oraz momentów statycznych metodą Simpsona, czy też inną metodą przybliżonego całkowania;



RYS. 4

2. uniknięcie pomyłek, które często zdarzają się przy stosowaniu metody Simpsona (lub innej);

3. prostota kreśleń i łatwość wyznaczenia długości i położenia przedziału zatapianego;

4. duża dokładność ze względu na stosunkowo duże powierzchnie planimetrowane;

5. znaczne skrócenie czasu pracy, szczególnie przy zastosowaniu do kreśleń aparatu Kulmana (40—50% wobec innych stosowanych dotychczas metod).

Inż. Witold Szulc
(Otwock)

O gospodarce materiałowej na statkach

(Artykuł dyskusyjny)

OD REDAKCJI: W dobie walki z przerostami biurokratyzmu artykuł inż. Szulca ma szczególne znaczenie. Redakcja prosi Czytelników, zwłaszcza zaś specjalistów z odnośnych dziedzin gospodarki morskiej, o komunikowanie wszelkich sugestyj zmierzających do sformułowania właściwej metody gospodarki materiałowej na statkach.

Artykuł podaje ogólną charakterystykę gospodarki materiałowej na statkach, która wiąże się ściśle ze sprawnością i stanem maszyn i urządzeń. Kreśląc zarys organizacji pracy komórek zaopatrzenia i baz zaopatrzenia statków, autor podaje wzory prowadzenia ewidencji przyjętych i wydanych materiałów, przy czym wytyczną jest zmniejszenie manipulacyj biurowych przez redukcję druków, personelu, kontroli itd.

Gospodarka materiałowa na statkach, aczkolwiek nie należy do zasadniczych zagadnień życia okrętowego, stanowi jednak poważny jego dział, częstokroć decydujący o wartości samego statku i o zdolności do spełnienia wyznaczonych mu zadań. Dobrze zaplanowany system gospodarki materiałowej, gruntownie przemyślana jego realizacja, dostosowana do specyficznych warunków okrętowych, podnoszą sprawność działania ludzi i instalacyj, a często powiększają nawet odporność i żywotność całego obiektu. Poza tym system gospodarki wywiera do pewnego stopnia wpływ na zasięg pływania, jak również stanowi o większym lub mniejszym usamodzielnieniu statku oddalonego od własnych baz zaopatrzenia.

Oszczędne gospodarowanie zapasami okrętowymi, dobór przy zaopatrywaniu jak najbardziej wydajnych materiałów, skuteczna konserwacja, wykluczająca psucie się i marnotrawienie, wreszcie przejrzysta ewidencja — to są czynniki, które najczęściej zwiększają zasięg pływania bez odnawiania zaopatrzenia. Dostateczny zapas własnych materiałów, posiadanie zamiennych części dla okrętowych instalacyj i zdolność do usuwania uszkodzeń własnymi środkami uniezależniają statek od obcych baz i nieznanych źródeł zaopatrzenia.

Gospodarka materiałowa powinna być sprawna, przewidująca, zapobiegliwa, a przede wszystkim nieskomplikowana i nie obarczająca zbędnymi czynnościami personelu okrętowego.

Do bezpośrednich zadań gospodarki materiałowej należy przede wszystkim zaopatrywanie statku we wszelki materiał, sprzęt i narzędzia, które są niezbędne do ruchu oraz do utrzymania ładu i porządku. Do dalszych zadań gospodarki zalicza się należyte przechowywanie otrzymanego zaopatrzenia, wreszcie oszczędne oraz zgodne z potrzebami rozchodowanie, przy jednoczesnym prowadzeniu ewidencji i księgowości.

Na lądzie zorganizowanie i prowadzenie gospodarki materiałowej należy do spraw uregulowanych, natomiast na statkach, różnego typu oraz najróżnorodniejszego przeznaczenia i wielkości, każde, nawet najbardziej przemyślane rozwiązanie wykazuje różne usterki i niedociągnięcia. W warunkach lądowych gospodarka materiałowa sprowadza się przede wszystkim do najwłaściwszego wyposażenia instytucji lub obiektu we wszelki przewidziany materiał, zgodnie z wymaganiami technicznymi i handlowymi, do skutecznego konserwowania przy odpowiednich warunkach zmagazynowania i do prowadzenia wymaganej księgowości materiałowej.

Zupełnie inaczej przedstawia się sprawa na statku, oderwanym od lądu i prowadzącym samodzielną gospodarkę materiałową. Zbyt duża ilość zmagazynowanego materiału niepotrzebnie zajmuje miejsce w szczupłych magazynach okrętowych, przeciąża statek i obarcza personel nieużyteczną dla statku pracą konserwacyjną. Niedostateczne zaopatrzenie paraliżuje normalną pracę i w pewnych warunkach może być powodem umniejszenia wartości statku. Właściwe dane ilościowe można ustalić tylko na mocy doświadczenia i starannie prowadzonej statystyki zużycia dla każdego typu statku.

Z punktu widzenia jakościowego bezpośrednie zaopatrywanie statku nastręcza również większe trudności niż zaopatrywanie w warunkach lądowych. Pomijając kłopoty z doborem materiałów o charakterze specyficznie morskim, trudności występują przy odbiorze, przy analizach i ustalaniu właściwości technicznych. Brak zorganizowanego aparatu gospodarczego na statku (przynajmniej średniej i mniejszej wielkości) w postaci komisyj zakupujących, odbiorczych i handlowych odbija się niekorzystnie na handlowej stronie transakcyj, nie mówiąc o stronie technicznej, która najczęściej stoi poniżej najskromniejszych wymagań okrętowych.

Niemałą trudność gospodarczą przedstawia również problem magazynowania. Z uwagi na szczupłość pomieszczeń okrętowych oraz bardziej utrudnione w porównaniu z lądowymi magazynami warunki konserwowania, nie ma możliwości gromadzenia na statku zapasów wystarczających na dłuższy okres czasu. Ten stan rzeczy nasuwałby konieczność dokonywania częstych zakupów, w ograniczonych ilościach, co jednak jeszcze bardziej wikłałoby sprawę i doprowadziłoby do rozbudowy aparatu gospodarczego do rozmiarów karykaturalnych.

Najbardziej specyficzną cechą okrętowej gospodarki materiałowej jest jej duża rozpiętość. Ponieważ życie okrętowe ogarnia wiele odrębnych dziedzin, asortyment materiałowy wyróżnia się wielką ilością samodzielnych działów. Odrębność materiałowa częstokroć wymaga osobnego przechowywania, konserwacji i ewidencjonowania grup materiałów zawierających nawet niewielką liczbę pozycyj. Asortyment wyposażenia zwiększa się na statkach specjalnych, obarczonych dodatkowymi zadaniami i wymagających do tego celu uzupełniającego zaopatrzenia. Dla scharakteryzowania rozpiętości gospodarki materiałowej na statku wystarczy przytoczyć zasadnicze wyposażenie niektórych typów statków.

Gospodarka materiałowa na przeciętnym statku towarowym obejmuje najczęściej następujące działy materiałowo-wyposażeniowe:

a) żywność, sprzęt kuchenny i stołowy,

b) bielizna, ubrania specjalne i ewent. umundurowanie załogi,

c) paliwo, materiały pędne i smary,

d) sprzęt i materiały techniczne, materiały remontowe,

e) sprzęt i materiał pokładowy,

f) sprzęt i materiał nawigacyjny,

g) sprzęt i materiał elektrotechniczny i radiowy,

h) narzędzia poszczególnych działów,

i) zamienne części maszyn i mechanizmów,

j) sprzęt mieszkaniowy.

Na liniowcu pasażerskim, z uwagi na konieczność obsłużenia dość pokaźnej liczby ludzi, dział materiałowy obejmuje nie tylko normalne zasoby towarowca, lecz bywa ponadto powiększony o nowe działy, mianowicie:

a) specjalny rozszerzony dział mieszkaniowy, kuchenny i stołowy, dostosowany do maksymalnych zdolności przewozowych statku,

b) sprzęt i materiał zabawowy i sportowy,

c) materiały zaopatrzenia osobistego pasażerów — towary sklepowe, kantynowe i klubowe,

d) napoje alkoholowe, artykuły barowe,

e) materiały i sprzęt sanitarny.

Okręty wojenne z uwagi na specjalne zadania dysponują obszernym działem uzbrojenia. Tak np. kontrtorpedowiec posiada, poza wyposażeniem normalnego statku, pokaźnie rozbudowane działy:

a) amunicyjny, łącznie z materiałami wybuchowymi,

b) sprzęt artyleryjski, broni podwodnej i przeciwlotniczej,

c) materiały i sprzęt łącznościowy,

d) materiały i sprzęt chemiczny,

e) materiał i sprzęt sanitarny.

Wielka różnorodność zaopatrzenia okrętowego sprawia szczególne trudności jednostkom mniejszym. Ze względu na prawie jednolity asortyment materiałów statków dużych i mniejszych (szczególnie gdy te ostatnie odbywają długie i samodzielne rejsy), sytuacja tych ostatnich w zakresie gospodarczym jest bardzo kłopotliwa, w związku ze szczupłością personelu i pomieszczeń.

Do wszystkich poprzednich trudności należy jeszcze dodać prowadzenie księgowości materiałowej w warunkach okrętowych. Racjonalna gospodarka materiałowa wymaga fachowych buchalterów, którzy by, oprócz normalnych prac bieżących, prowadzili odpowiednią dokumentację, potrzebną dla kontroli, ewidencji i statystyki. Ponieważ najczęściej księgowość na statkach prowadzą nie zawodowi księgowi, lecz personel dostosowany, poziom ewidencji obiegu materiałów pozostawia wiele do życzenia. Prowadzenie zakupów, pisanie umów, układanie specyfikacyj, dokonywanie odbioru i rozliczeń z dostawcami — jeszcze bardziej sprawę komplikują i obarczają personel dodatkowymi obowiązkami. Gdy do tego dodamy dział dystrybucyjny i rozchodowy wraz z konieczną księgowością, wyłania się wówczas, w ramach dotychczasowego systemu gospodarczego, nieodzowna konieczność utrzymywania na statkach specjalnego personelu.

Analizując swoiste warunki prowadzenia gospodarki materiałowej na statkach i obiektach pływających, łatwo możemy skonstatować, że w większości przedstawiają one niedogodności, które albo nie dadzą się w ogóle pogodzić ze sprawnym systemem gospodarczym, albo będą rujnowały jakikolwiek bądź uregulowany tryb życia okrętowego. W wypadku samodzielnego zaopatrywania się statku wypadało by utrzymywać personel gospodarczy jako stałą załogę. Zaopatrywanie statku wyłącznie w miejscu postoju (przy tym systemie jedyne rozwiązanie) nie zawsze może dawać najlepsze wyniki, bowiem dostawy pochodzą wówczas z niedostatecznej selekcji i nie dość dobrze dobranych wartości technicznych: z uwagi na nieprzetrzymywanie statku zakupy dokonywane są w tempie przyśpieszonym, z odsunięciem względów handlowych na dalszy plan. Częstotliwość zakupów musi być wówczas bardzo duża, z uwagi na trudności magazynowania większych partii materiału i kłopoty konserwacyjne.

Nowoczesne systemy gospodarki materiałowej na statkach, jakkolwiek nie przestrzegają jakiejś jednolitej metody, uwzględniają jednak ogólną zasadę podziału funkcyj między lądem i statkiem. Większość czynności gospodarczych przypada na instytucje brzegowe i tylko nieznaczną, zresztą nieodzowną, część zabiegów pełni załoga okrętowa. Przedsiębiorstwa żeglugowe, które zastosowały na swych statkach zasadę jak najmniejszego obciążania załogi czynnościami gospodarczymi, doszły do przekonania, że jest to rozwiązanie najkorzystniejsze nie tylko dla sprawności statku, lecz i dla samej gospodarki materiałowej.

W ramach tej zasady przedsiębiorstwo żeglugowe, jeśli ma kilka obiektów pływających do zaopatrywania, stwarza w porcie macierzystym bazę zaopatrzeniową z Wydziałem Zaopatrzenia, który gromadzi wszelki niezbędny sprzęt i materiał w celu wyposażenia statków w miarę wyczerpywania się posiadanych przez nie zapasów. W stosownych okresach Wydział Zaopatrzenia zawiera najbardziej korzystne pod względem handlowym umowy, dobiera dla swych statków najbardziej odpowiedni sprzęt i materiały, dokonuje przepisowych odbiorów, oraz skierowuje zakupiony towar do własnych składnic. Baza dysponuje składnicami w tych portach, gdzie jest przewidziane stałe aprowidowanie obiektów. W wypadku, gdy zachodzą wątpliwości co do miejsca zaopatrywania statków, baza organizuje częstokroć magazyny nawet w miejscach wątpliwych, byle tylko uniknąć zbyt długich postojów, lub nie dopuścić do odbywania rejsów zaopatrzeniowych.

Przebieg zaopatrzenia ulega pewnemu odchyleniu od przyjętego schematu w tym wypadku, gdy statek odbywa sporadyczne podróże poza rejonem swego normalnego pływania. O ile nie może on zaopatrzyć się na czas pozaprogramowej żeglugi we własnych magazynach, zakupuje niezbędne artykuły we własnym zakresie i gospodaruje nimi na warunkach zwykłych. Po powrocie statku do bazy Wydział Zaopatrzenia bada, porządkuje i rejestruje dokonane transakcje w ten sam sposób, jak transakcje własne.

Składnice okrętowe, administrowane przez Wydział Zaopatrzenia bazy zaopatrzeniowej, składają się najczęściej z poszczególnych magazynów, gromadzących materiały jednego działu, jak np. żywność odzież, paliwo, leki, amunicję itp. Każdy rodzaj zaopatrzenia statek pobiera z właściwego magazynu, który na podstawie dyspozycji Wydziału Zaopatrzenia załatwia formalności, wysyła dane artykuły na statek, a często nawet rozmieszcza je w magazynach okrętowych.

Przy tym systemie ilość pobieranego przez statek materiału redukuje się do minimum. Ułatwia to magazynowanie i konserwację, a przede wszystkim wyklucza uszkodzenie lub zniszczenie, jak to się często zdarza przy dużym nagromadzeniu materiału. Przy tego rodzaju gospodarce funkcje załogi sprowadzają się do przestrzegania norm zużycia, do oszczędnego rozchodowania i rejestrowania obiegu materiałów.

Co się tyczy księgowości, to bardzo często zdarza się, że, pomimo starannego prowadzenia, księgowość na statkach jest nieprzejrzysta dla obcych, a zupełnie nieużyteczna dla swoich, lub też jest zbyt zawiła i zabiera dużo czasu, a nie daje możności szybkiego orientowania się w stanie i potrzebach. Księgowość materiałowa na statkach winna umożliwiać łatwą orientację w posiadanych zapasach, nie absorbując większego personelu. Uproszczenia księgowości materiałowej na statkach należy szukać w takiej organizacji, w której większość czynności administracyjnych spoczywa na Wydziale Zaopatrzenia, statek zaś jest obarczony tylko najprostszymi czynnościami.

Jeden ze sposobów rozwiązania księgowości materiałowej na statku przedstawia niżej opisany projekt, przewidujący m. in. redukcję czynności kancelaryjnych do minimum i wielkie uproszczenie biurowości. Pomimo znacznego uproszczenia, system ten dokładnie odtwarza całokształt gospodarki materiałowej i umożliwia jednocześnie prowadzenie statystyki, kontroli i ewidencji.

Do podstaw uproszczonej gospodarki materiałowej na statkach w pierwszym rzędzie należy zaliczyć dokładne, oparte na doświadczeniu i statystyce, normy wyposażenia. Instytucje zaopatrujące winny ściśle orientować się, jakie materiały, w jakich ilościach i na jaki okres czasu muszą dostarczyć na poszczególne statki, zaś okrętowe organy gospodarcze są zobowiązane do bezwzględnego przestrzegania tabel wyposażenia i terminów zużycia poszczególnych materiałów. Opierając się na tym założeniu i łącząc poprzednio omówione szczegóły w jedną całość, łatwo można odtworzyć zarys organizacyjny gospodarki.

Sprawy ewidencji, zaopatrzenia, księgowości i kontroli prowadzi Wydział Zaopatrzenia wspomnianej bazy zaopatrzenia, który posiada w swej dyspozycji jedną lub kilka składnic zaopatrzenia okrętowego, zależnie od miejsca, organizacji wewnętrznej, wielkości przedsiębiorstwa żeglugowego, liczby zaopatrywanych obiektów itp. Składnica taka, wyposażona we wszelkie materiały wszystkich działów, zaopatruje statki nie na mocy indywidualnych zapotrzebowań, lecz zgodnie z ustalonymi tabelami wyposażenia.

Wydział Zaopatrzenia prowadzi dla każdego statku indywidualną księgę materiałową, z osobnym uwzględnieniem każdego działu; księga zawiera wszystkie pozycje znajdujące się na statku. Każda księga zawiera poza tym normy całkowitego wyposażenia w danym dziale, terminy zużycia, okresy wyposażenia itp. niezbędne dane. Niektóre działy,

jak np. żywnościowy, zazwyczaj obejmujący znaczną liczbę pozycyj, posiada dla ułatwienia szereg ksiąg pomocniczych, które ułatwiają orientację i dzielą pozycje na grupy, wykluczając możliwość błędów i przyśpieszając wszelkie manipulacje. Każda pozycja obejmuje jedną lub kilka stronic księgi, zależnie od obiegu materiału na danym statku. Stronice są ponumerowane i posegregowane w ten sposób, że łatwo można odnaleźć poszukiwaną pozycję, jak również ustalić wszelkie dokumenty towarzyszące, tłumaczące i uzasadniające zapisy. Stronice poza tym zawierają rubryki uwidocznione poniżej.

Jednym słowem, podczas pobierania jakiegokolwiek materiału, Wydział Zaopatrzenia reguluje, kontroluje i porządkuje daną pozycję materiałową.

Przy tym systemie gospodarki materiałowej czynności statku redukują się do notowania rozchodów oraz do troski o oszczędne zużywanie materiałów, z równoczesnym przestrzeganiem granic norm.

Okrętowy organ gospodarczy, reprezentowany na jednostkach mniejszych przez jednego członka załogi (np. kancelistę), na większych — przez kilku, zarządza kartami materiałowymi wszystkich działów i jest zorientowany

Statek											
Dział			poz.			Zn.			Ser.		
NAZWA I CECHY MATERIAŁU									MIARA JEDNOSTKOWA		
NORMA WYPOSAŻENIA			ILOŚĆ								
			CZAS ZUŻYCIA								
			OKREŚLENIE NORMY								
PRZYCHODY				ROZCHODY				KONTROLA			
DATA	ILOŚĆ	RAZEM	CZAS ZAOP.	DATA	ILOŚĆ	SALDO	UWAGI WYDZ. ZAOPATRZENIA	DATA	CEL	UWAGI I WYNIKI	

W tej księdze Wydział Zaopatrzenia dokonuje zmiany stanu tylko wówczas, gdy statek zgłasza się po odbiór materiałów, i tylko tych pozycyj materiałów, które statek uzupełnia. Wydział Zaopatrzenia ma za zadanie zaopatrywać statek w pełną ilość pobieranego materiału zgodnie z tabelą wyposażenia. O ile statek nie wyczerpał w określonym terminie przewidzianej ilości, przy pobieraniu normalnego wyposażenia w pierwszej kolejności wyrównuje się wszelkie zaległości. Jeśli przy wydawaniu materiału Wydział Zaopatrzenia stwierdza przekroczenie, zostaje ono również wyrównane przy normalnym kolejnym pobieraniu.

w najdrobniejszych szczegółach wyposażenia. Każdy materiał posiada swą indywidualną kartę, na której okrętowy organ gospodarczy rejestruje wszelkie rozchody; służą one jednocześnie jako dowody zapotrzebowania, pobrania, pokwitowania i wszelkich innych manipulacyj biurowych. Karty wystawia Wydział Zaopatrzenia przy pierwszym wydawaniu materiału na statek, uzupełnia je natomiast podczas każdego kolejnego realizowania zapotrzebowania. Najprymitywniejszy wzór dostosowanej do tego planu karty przedstawia niżej podany projekt:

Nazwa przedsiębiorstwa								Nazwa statku					
NR. KARTY		DZIAŁ						Pozycja ks. materiałowej					
MATERIAŁ		NAZWA											
		MIARA JEDNOSTKOWA											
		CECHY											
		MIEJSCE PRZECHOWANIA											
NORMA WYPOSAŻENIA		ILOŚĆ											
		CZAS ZUŻYWANIA											
		SPRECYZOWANIE NORMY											
PRZYCHÓD						ROZCHÓD			STAN		KONTROLA		
BAZA		ZAKUP											
DATA	ILOŚĆ	DATA	ILOŚĆ	RAZEM	OKRES ZAOPATRZENIA	DATA	ILOŚĆ	CEL	DATA	ILOŚĆ	DATA	WNIOSKI I WYNIKI POPRAWKI	

Obok nazwy obiektu i znaków uzgadniających z księgą materiałową, na karcie figuruje norma zużycia danego materiału wraz ze szczegółowym opisem jego własności i cech rozpoznawczych. Obroty materiałowe rejestruje się zgodnie z przyjętymi zwyczajami: rubryki i pozycje kart dostosowuje się do zasad prowadzenia i charakteru obiegu. Technika prowadzenia gospodarki materiałowej według tego systemu wyróżnia się swą przejrzystością i wymaga minimalnych zabiegów ze strony gospodarczego organu statku.

W miarę zużywania zapasów z poszczególnych pozycyj, co daje się łatwo zaobserwować nie tylko w składnicy, lecz i po przerzuceniu kart materiałowych, organ gospodarczy statku wydziela karty tych materiałów, które mają być uzupełnione, i skierowuje je do Wydziału Zaopatrzenia bazy. Fakt dostarczenia przez statek karty materiałowej Wydział Zaopatrzenia traktuje jako zapotrzebowanie na materiał, a różnicę między zapisaną w niej ilością i wysokością normalnego wyposażenia — jako ilość zapotrzebowaną. Zestawiając kartę z odpowiednią stroną księgi materiałowej danego statku, Wydział Zaopatrzenia kontroluje zapisy, stwierdza saldo, odnotowuje w księdze wpisane przez okrętowy organ gospodarczy pozycje rozchodu i reguluje całokształt ewidencji odnośnego materiału. Po sprawdzeniu karty i uzgodnieniu jej z księgą odpowiednia składnica wydaje materiał w ilości pełnej normy na określony okres czasu. Wydaną ilość materiału wpisuje baza do rubryk przychodu w swej księdze indywidualnej dla danego statku, jak również do karty materiałowej. W ten sposób następuje automatyczne uzgodnienie kart i księgi, kontrola zużycia materiału na poszczególnych obiektach oraz regulowanie wszelkich rozbieżności lub błędów poszczególnych pozycyj.

Statek pobierający nowy zapas materiału nie potrzebuje wpisywać przychodu, wystawiać faktur, kwitować i wykonywać wielu innych nieużytecznych i uciążliwych zabiegów kancelaryjnych. Samo pobranie materiału całkowicie reguluje sprawę księgową i zwalnia statek od jakichkolwiek czynności dodatkowych.

W wypadku gdy zaopatrzenie statku w pewien materiał następuje poza portem macierzystym, okrętowy organ gospodarczy obowiązany jest do dokonania zakupu, odbioru i zapisania na przychód w swej karcie materiałowej. Podczas regulowania odpowiedniej pozycji w swej bazie zaopatrzenia organ gospodarczy statku jest zobowiązany do złożenia sprawozdania z zakupu, do przedstawienia umotywowanych dokumentów i do uzyskania aprobaty Wydziału Zaopatrzenia na dokonanie zapisów w kartach.

W wypadku przekroczenia ustalonych norm ustaje automatycznie zaopatrywanie statku; interweniują wówczas władze przełożone odpowiedniego działu, które po zbadaniu powodów regulują sprawę i przywracają zachwiany tok normalnego zaopatrywania statku.

Jak wynika z przebiegu operacyj, opisany system gospodarczy odznacza się niezwykłą prostotą i oszczędnością, przede wszystkim zaś jest bardzo dogodny dla statków. Uproszczenia i ułatwienia systemu są m. in. następujące:

1. Redukcja do minimum wszelkich czynności kancelaryjnych na statku: zniesienie ksiąg materiałowych, zapotrzebowań, faktur i kwitowań.

2. Zniesienie wszelkich druków: jedynym drukiem materiałowym na statku jest karta materiałowa, dogodna do przechowania i posługiwania się.

3. System absorbuje minimalny personel, a zatrudnionemu umożliwia pełnienie innych funkcyj okrętowych.

4. System uniemożliwia gromadzenie na statku zbędnych materiałów lub nadmiernych ilości materiałów użytkowanych.

5. System nie wymaga specjalnej kontroli; Wydział Zaopatrzenia, obsługujący statek pod względem materiałowym, pełni jednocześnie funkcję organu kontrolującego.

6. Karty materiałowe odzwierciadlają obieg i zużycie materiałów na statku: każda karta jest jednocześnie zestawieniem statystycznym dla danego materiału na danym statku.

7. Wszystkie działy prowadzą jednakową gospodarkę, dzięki czemu statek może zaoszczędzić dużo czasu i wysiłków przy pobieraniu, dystrybucji i ewidencji. Dla dogodności poszczególne działy mogą być wyposażone w karty różnych kolorów.

8. Każdy dział, dzięki indywidualnej księdze materiałowej i własnemu magazynowi, zawsze jest dokładnie poinformowany o stanie zaopatrzenia poszczególnych obiektów, jest obarczony mniejszą liczbą zabiegów (zapotrzebowania, kwitowania, faktury, protokóły itp.), a co najważniejsze, wyposaża statek sprawnie, rzeczowo i szybko w niezbędny materiał.

Ten system gospodarki materiałowej wydaje się dogodny i korzystny dla dużych obiektów gospodarczych, dysponujących pokaźną liczbą jednostek odbiorczych. Szczególną sprawnością odznaczają się te obiekty, które zaopatrują swe jednostki w asortyment materiałów nie ulegający większym wahaniom, gdy sposób zaopatrywania nie podlega poważniejszym odchyleniom. Do takich obiektów można zaliczyć duże przedsiębiorstwa żeglugowe, dysponujące wielką liczbą typowych transportowców, oraz marynarki wojenne. Przewaga tego systemu objawia się w możliwościach centralnego prowadzenia gospodarki materiałowej, mianowicie — wześrodkowaniu wszelkich zabiegów i manipulacyj w instytucjach lądowych, przy prawie całkowitym odciążeniu obiektów pływających od czynności gospodarczych. Wprawdzie instytucje lądowe ulegają pewnemu przerostowi w porównaniu z innymi systemami, lecz przerost ten jest pozorny, a korzyści tego systemu są niewspółmiernie duże: statki są odciążone od mało użytecznych funkcyj gospodarczych, załoga nie jest przeciążona personelem mało związanym z żeglugą, a gospodarka materiałowa jest tak sprawna i przejrzysta, że w zupełności zadowala zarówno administrację okrętową jak i armatora.

I KONFERENCJA Z CZYTELNIKAMI

„Techniki Morza i Wybrzeża"

odbędzie się dnia 26. X. 1950 r. o godz. 17-tej, w Gdańsku - Wrzeszczu
gmach główny Politechniki Gdańskiej.

Czytelnicy proszeni są o łaskawe jak najliczniejsze wzięcie udziału w Konferencji.

R E D A K C J A
Techniki Morza i Wybrzeża

Mieczysław Staniak
(Gdynia)

OKRĘTOWE MASZYNY CHŁODNICZE

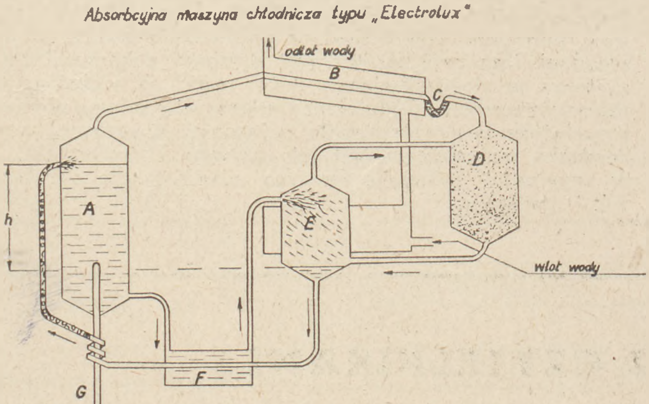
Artykuł daje przegląd urządzeń chłodniczych stosowanych na okrętach i opis funkcjonowania poszczególnych elementów instalacji sprężarkowych, poparty schematami połączeń rurociągami. Następnie omówione są zalety i wady gazów używanych w chłodnictwie oraz podane tabele porównawcze danych technicznych różnych instalacji a także ich wydajności.

W chłodnictwie rozróżnia się dwa rodzaje maszyn chłodniczych:

1. MASZYNY ABSORBCYJNE, w których jako czynnika chłodzącego używa się gazów łatwo rozpuszczalnych w wodzie (przeważnie amoniak) (por. rys. 1).

Silny roztwór amoniaku podgrzewa się w separatorze A, z którego amoniak w stanie gazowym przechodzi do skraplacza B. Po skropleniu się amoniak przechodzi przez regulator C do odparowalnika D. Odparowalnik wypełniony jest gazem wodoru o ciśnieniu trochę niższym niż ciśnienie w separatorze i skraplaczu. Skroplony amoniak pod wpływem niższego ciśnienia odparowuje, uzyskując ciepło utajone parowania z komór chłodzonych, i w ten sposób wyrównywuje się częściowo różnica ciśnień pomiędzy „wysokoprężną" i „niskoprężną" częścią maszyny chłodniczej. W odparowalniku cięższa mieszanina amoniaku i wodoru opada na dół i dolnym przewodem przechodzi do pochłaniacza E, gdzie następuje rozpuszczenie się amoniaku w wodzie dochodzącej z seperatora A. Roztwór amoniaku z pochłaniacza dolnym przewodem przechodzi do separatora, oziębiając po drodze wodę dochodzącą z separatora do pochłaniacza. W pochłaniaczu, po rozpuszczeniu się amoniaku w wodzie, lekki wodór przechodzi górnym przewodem pochłaniacza z powrotem do odparowalnika. Cyrkulacja wody i roztworu amoniaku w tej maszynie chłodniczej zależna jest od różnicy poziomów płynów w separatorze i pochłaniaczu. Dla wywołania naturalnej cyrkulacji cieczy stosuje się mały grzejnik G. Roztwór amoniaku z pochłaniacza, przy przejściu do separatora nagrzewa się, skutkiem czego

Absorbcyjna maszyna chłodnicza typu „Electrolux"



Rys. 1

powstają pęcherzyki amoniaku, które porywają z sobą do separatora cząsteczki wody.

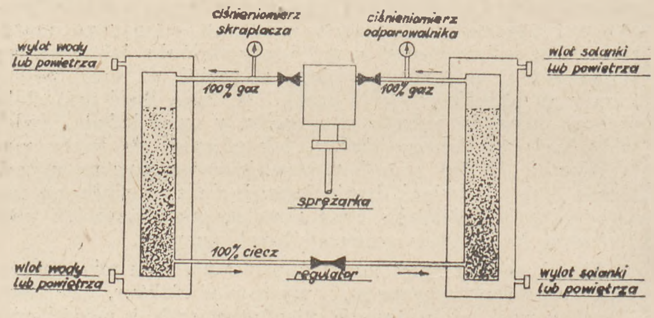
Opisaną maszynę chłodniczą napełnia się amoniakiem, wodorem i wodą tylko raz. Po napełnieniu, obieg się pieczętuje. W maszynie powyższej brak jakichkolwiek części ruchomych.

Maszyn absorbcyjnych nie stosuje się na okrętach, gdyż przestają one sprawnie funkcjonować w czasie przechyłów. Są to maszyny nieekonomiczne, aczkolwiek często bardzo pomysłowe.

2. MASZYNY SPRĘŻARKOWE, w których, jako czynnika chłodzącego, używa się gazów technicznie łatwo skraplających się, jak powietrze, dwutlenek węgla, amoniak, dwutlenek siarki, chlorometyl, Freon 12 i inne (por. rys. 2).

W chłodnictwie okrętowym stosuje się tylko sprężarkowe maszyny chłodnicze. Najprostsza sprężarkowa maszyna chłodnicza składa się z silnika napędowego, sprężarki, skraplacza i odparowalnika.

Silnik napędowy. Konieczne źródło energii, gdyż według drugiego prawa termodynamiki, ciepło ze źródła o temperaturze niższej nie może być przekazane źródłu o temperaturze wyższej bez pomocy energii ze źródła zewnętrznego.



Rys. 2

Sprężarka (kompresor). Gaz, doprowadzony z odparowalnika, zostaje tu sprężony na skutek energii dostarczonej z silnika napędowego. Przy sprężaniu wzrasta temperatura gazu.

Skraplacz. Sprężony gaz przechodzi następnie do skraplacza, w którym oddaje swoje ciepło wodzie lub powietrzu chłodzącemu. Na skutek obniżenia temperatury sprężonego gazu, następuje jego skroplenie. W praktyce powierzchnia skraplacza jest tak dobrana, że różnica temperatur skroplonego gazu i powietrza lub wody chłodzącej wynosi od 5 do 12 stopni Celsjusza.

Odparowalnik. Ze skraplacza ciecz gazu przechodzi przez regulator do odparowalnika, w którym następuje jej odparowanie aż do temperatury przegrzania gazu. Ciepło utajone parowania cieczy uzyskuje się z solanki lub powietrza obiegowego. W praktyce powierzchnia odparowalnika tak jest dobrana, że różnica temperatur przegrzanego gazu i solanki lub powietrza obiegowego wynosi od 3 do 8 stopni Celsjusza.

W pierwszych maszynach chłodniczych jako czynnika chłodzącego używano powietrza. Były to maszyny duże i nieekonomiczne. Z chwilą, wprowadzenia do chłodnictwa dwutlenku węgla oraz amoniaku, powietrze w obiegu maszyny chłodniczej przestało mieć zastosowanie. Obecnie, poza dwutlenkiem węgla i amoniakiem, w codziennym użyciu w chłodnictwie spotyka się chlorometyl i Freon 12. Również od czasu do czasu w chłodnictwie spotyka się dwutlenek siarki, jednakże ze względu na duże właściwości trujące oraz ze względu na łatwość tworzenia związków z metalami w obecności wody, w przemyśle okrętowym nie posiada on szerszego zastosowania.

W zależności od gazu w obiegu maszyny chłodniczej, dzielimy je na maszyny chłodnicze na dwutlenek węgla, amoniak, dwutlenek siarki, chlorometyl, Freon 12 i inne. W zależności od gazu w obiegu maszyny chłodniczej zmieniają się pod względem wytrzymałościowym elementy konstrukcyjne maszyn chłodniczych,

ich waga, rozmiary, cena, jak również koszty eksploatacyjne.

Poniżej podane są rozważania o właściwościach gazów używanych najczęściej w obiegach maszyn chłodniczych instalowanych na statkach.

Dwutlenek węgla Co_2

Zalety:

1. Jest to gaz bezwonny i nietrujący. W małych koncentracjach jest nieszkodliwy dla zdrowia, w dużych koncentracjach posiada właściwości duszące.
2. W obecności wilgoci nie wywołuje korozji metali, z tego powodu metale kolorowe mogą być użyte w konstrukcji maszyny chłodniczej, jak np. skraplacza chłodzonego wodą morską.
3. W związku z fizycznymi właściwościami dwutlenku węgla, maszyna chłodnicza musi pracować z dużymi ciśnieniami, a zatem musi ona odpowiadać bardzo wysokim próbom wytrzymałościowym, dzięki czemu jest mało uszkodzeń na skutek niedbałej obsługi.
4. Ze względu na wysokie ciśnienie wszelkie przecieki gazu są łatwo dostrzegalne.
5. Dwutlenek węgla jest gazem tanim i łatwo osiągalnym we wszystkich częściach świata.

Wady:

1. Ze względu na wysokie ciśnienie konstrukcja maszyny chłodniczej na CO_2 jest droższa niż dla innych gazów.
2. Ze względu na fizyczne właściwości dwutlenku węgla, maszyna chłodnicza pochłania więcej energii ze źródła zewnętrznego niż inne typy maszyn chłodniczych. W konsekwencji tego koszty ruchu maszyny chłodniczej na CO_2 są wyższe.

Amoniak NH_3

Zalety:

1. Amoniak wymaga niższych ciśnień niż CO_2, z tego względu maszyna chłodnicza na ten gaz jest lżejsza i tańsza.
2. Konstrukcja kompresora jest prosta.
3. Przecieki gazu ze względu na zapach łatwo wykrywalne.
4. Energia potrzebna dla maszyny chłodniczej jest mniejsza niż dla CO_2.
5. Amoniak jest łatwo osiągalny we wszystkich częściach świata, jest on również stosunkowo tani.

Wady:

1. Amoniak posiada właściwości trujące i jest szkodliwy dla zdrowia, nawet w małych koncentracjach. Z tego powodu pomieszczenia dla maszyny chłodniczej muszą być oddzielone przegrodą gazoszczelną od innych pomieszczeń, oraz muszą być dobrze przewietrzane.
2. Amoniak atakuje metale kolorowe i z tego względu nie mogą być one użyte w konstrukcji skraplaczy chłodzonych wodą morską.

Chlorometyl CH_3Cl

Zalety:

1. Ze względu na niskie ciśnienia gazu kompresor jest lekki i prosty.
2. W maszynach chłodniczych tego typu metale kolorowe mogą być stosowane w każdej części konstrukcyjnej.
3. Energia potrzebna dla pracy maszyny chłodniczej jest tego rzędu co i dla amoniaku.
4. Chlorometyl jest dosyć łatwy do nabycia.
5. Gaz ten nie jest drogi.

Wady:

1. Chlorometyl jest gazem o bardzo słabym zapachu, jest trujący i łatwopalny. Ze względu na te właściwości, pomieszczenia maszyny chłodniczej muszą być dobrze przewietrzane oraz oddzielone od maszynowni i pomieszczeń mieszkalnych.
2. Mała domieszka wody w gazie może spowodować duże kłopoty ze względu na zamarzanie jej w regulatorze na drodze do odparowalnika Bywają wypadki, że odparowywanie gazu w odparowalniku odbywa się poniżej ciśnienia atmosferycznego, co powoduje dostawanie się wilgoci do obiegu. Obecność wilgoci w gazie powoduje również korozję metali.

Freon 12.CCl_2F_2

Zalety:

1. Ze względu na niskie ciśnienia, konstrukcja maszyny chłodniczej jest lekka, prosta i tania.
2. Metale kolorowe mogą być użyte do każdej części maszyny chłodniczej.
3. Energia potrzebna dla pracy maszyny chłodniczej jest tego samego rzędu co dla amoniaku.
4. Freon 12 jest gazem nietrującym i niepalnym.

Wady:

1. W maszynach tego typu zwykle bywają przecieki gazu. Ze względu na niskie ciśnienia gazu przecieki są trudno zauważalne.
2. Freon 12 jest produkowany tylko w Stanach Zjednoczonych i jest gazem drogim.

Ogólnie mówiąc, dla praktycznego porównania maszyn chłodniczych powyżej wymienionych należy również rozpatrzyć następujące punkty:

1. ilość zużywanej energii w czasie pracy maszyny chłodniczej,
2. zainstalowana moc silnika napędowego,
3. koszty nakładowe łącznie z napełnieniem obiegu gazem chłodniczym,
4. waga maszyny chłodniczej,
5. wymiary gabarytowe maszyny chłodniczej,
6. koszty eksploatacyjne łącznie z bieżącymi naprawami i wymianą części zużytych.

Kolejność wymienionych punktów zależna jest od warunków, w jakich maszyna chłodnicza pracuje.

Jako podstawę dla porównań przyjęto maszynę chłodniczą na Co_2, średniej wielkości, najczęściej spotykaną na dużych statkach oceanicznych. Charakterystyka tej maszyny chłodniczej i jej zdolność chłodzenia oraz zużycie energii zmieniają się w zależności od temperatury otoczenia i od temperatur, przy jakich ciepło zostaje pobierane i oddawane. Należy zauważyć, że chociaż taka maszyna chłodnicza wyposażona jest w silnik 100 KM, to jednak nie znaczy, że musi ona zużywać tę moc w większości okresów swojej pracy.

Typową maszyną chłodniczą na CO_2, wyposażoną w silnik 100 KM, jest maszyna dwucylindrowa, pojedyńczego działania, o średnicy cylindrów 95 mm, skoku tłoka 178 mm i 420 obr/min., sprężająca około 1,06 m^3 na minutę. Moc 100 KM dla tej maszyny potrzebna jest wtedy, kiedy ona pracuje przy temperaturze skraplacza 38° C. (ciśn. 86 kg/cm²) i temperaturze odparowalnika 1°C. (ciśn. 36 kg/cm²). Zwykle maszyna ta pracuje przy temperaturze odparowalnika —18° C., jak np. dla wyprodukowania w pomieszczeniach chłodniczych temperatury —10° C.; wtedy potrzebna moc będzie wynosiła 85 KM, przy temperaturze skraplacza 38° C.

Ciśnienie w skraplaczu spada ze spadkiem temperatury wody zaburtowej. Temperatura skraplacza 38° C. powstaje wtedy, kiedy temperatura wody chłodzącej wynosi 30°C. W chwili, gdy temperatura wody wynosi 15° C., temperatura skraplacza wynosi 24° C., a temperatura odparowalnika —18° C. Przy tych temperaturach moc potrzebna dla pracy maszyny chłodniczej wynosi tylko 68 KM.

W związku z powyższym należy stwierdzić, że w praktyce instaluje się silniki o mocach większych niż tego wymagają najtrudniejsze warunki pracy maszyny chłodniczej.

Tablica 1 daje porównawcze zestawienie zużywanej mocy, zainstalowanej mocy, oraz ilość sprężanych gazów, jakimi napełniono obiegi poszczególnych maszyn chłodniczych. Przyjmuje się, że każda z tych maszyn chłodniczych pracuje w takich samych wa-

runkach i w efekcie daje tę samą temperaturę w pomieszczeniach chłodzonych, co maszyna na CO_2 przy temperaturze skraplacza 38° C. i temperaturze odparowalnika — 18° C. Taka maszyna chłodnicza na CO_2 z silnikiem 100 KM. produkuje 94500 Kal/godz.

Z tablicy 1 można stwierdzić, że moc silnika maszyny chłodniczej na amoniak, chlorometyl oraz Freon 12 wynosi około 80% mocy silnika maszyny chłodniczej na CO_2. Poza tym, że moc użytkowa silnika w czasie pracy wynosi około 70% mocy zainstalowanej.

Ciśnienie skraplacza na CO_2 wynosi 86 kg/cm², gdy dla amoniaku wynosi 14 kg/cm², a dla chlorometylu i Freonu 12 wynosi ono 7,6 kg/cm². Według przepisów Lloydu ciśnienie próbne dla maszyny chłodniczej na CO_2 winno wynosić 210 kg/cm², na amoniak 42 kg/cm², a dla chlorometylu i Freonu 12 winno wynosić 25 kg/cm².

Tablica 2 daje zestawienie porównawcze wagi oraz spółczynniki ceny gazów, w obiegu maszyn chłodniczych. Jako podstawę porównania przyjęto maszynę chłodniczą na CO_2 z silnikiem 100 KM. oraz o wydajności 94500 Kal/godz.

Dla zmniejszenia ilości gazu w obiegu, szczególnie dla Feronu 12, stosuje się w odparowalniku odparowanie cieczy, pobudzane przez zainstalowanie pompy cyrkulacyjnej ssącej z dna odparowalnika i tłoczącej do góry odparowalnika, i gdzie skroplony gaz rozbryzguje się na rurkach.

W praktyce każda instalacja chłodnicza winna posiadać taką ilość zapasowego gazu, aby mogła wystarczyć do całkowitego napełnienia obiegu. Waga tego zapasu oraz współczynnik kosztów łącznie z kosztami magazynowania przedstawione są w tablicy 3.

Przy wyborze maszyny chłodniczej i gazu, jakim ona będzie pracowała, również należy rozważyć cenę jej oraz rozmiary i moc, jaką będzie zużywał kompresor wraz ze skraplaczem i odparowalnikiem w odniesieniu do tych samych czynników całej instalacji chłodniczej. Ogólnie mówiąc, zwłaszcza w przemyśle okrętowym, stosunek wagi i mocy kompresora wraz ze skraplaczem i odparowalnikiem zmniejsza się ze wzrostem wielkości instalacji chłodniczej. Tablica 4 daje zestawienie porównawcze dwu różnych wielkości instalacji chłodniczych.

Niskoprężne gazy, jak chlorometyl i Freon 12, posiadają wyższość nad wysokoprężnymi gazami, jak amoniak i dwutlenek węgla, w instalacjach chłodniczych takich, jak spiżarnie lub prowiantury. W zasadzie trudno jest skonstruować pewnie działającą, całkowicie zautomatyzowaną małą chłodzarkę na amoniak. Trudności te wzrastają przy zastosowaniu dwutlenku węgla. Koszty, waga oraz moc potrzebna dla pracy małej chłodzarki na gazy wysokoprężne są dużo większe, niż dla chłodzarek na gazy o niskich ciśnieniach.

W obiegu maszyn chłodniczych pracujących na CO_2 można zrobić wiele zmian, które w rezultacie mogą zwiększyć wydajność instalacji chłodniczej. CO_2 ma specyficzne właściwości fizyczne, których pozostałe gazy nie posiadają. Jedną z najważniejszych

TABLICA 1.

Wydajność instalacji chłodniczej 94500 Kal/godz. Temperatura skraplacza 38° C. (temp. wody 18°C). Temperatura odparowalnika — 18°C.

Wyszczególnienie		CO_2 Dwutlenek węgla — maszyna zwykła	CO_2 Dwutlenek węgla — międzystop. oziębian.	NH_3 Amoniak	CH_3Cl Chlorometyl	CCl_2F_2 Freon 12.
Pojemność kompresora w m³ na min.		1,06	0,74	4,9	9,4	8,6
Moc stosowana KM		85	79	56	58	60
Moc zainstalowana KM		100	85	78	80	82
Ciśnienie w skraplaczu w kg/cm²		86	86	14	7,2	8,2
Ciśnienie w odparowalniku w kg/cm²		20,5	20,5	1,1	0,3	0,6
Spółczynnik sprężania		4,0	4,0	7,0	6,2	5,5
Typowe maszyny chłodnicze, wszystkie bezpośredniego sprężania.	Ilość cyl. kompresora	2	2	2	2	2
	Średnica cyl. w m/m	95	82	202	267	267
	Skok tłoka w m/m	178	178	202	202	202
	Obr/min.	420	385	380	420	382

TABLICA 2

Rodzaj gazu	Waga gazu w obiegu	Spółczynnik kosztu
Dwutlenek węgla	227 kg	1
Amoniak	1087 „	13
Chlorometyl	547 „	14
Freon 12, odparowanie zwykłe	770 „	34
Freon 12, odparowanie pobudzane	362 „	15

TABLICA 3.

Rodzaj gazu	Waga w kg.	Spółczynnik kosztów
Dwutlenek węgla	1178	1
Amoniak	3262	4
Chlorometyl	1359	3
Freon 12, odparowanie zwykłe	1223	3,8
Freon 12, odparowanie pobudzane	589	1,8

TABLICA 4.

Wyszczególnienie	1430 m³ pomieszczeń chłodzonych CO_2.	17200 m³ pomieszczeń chłodzonych CO_2.
Koszt całej instalacji chłodniczej	100 %	100 %
Koszt maszyny chłodniczej (kompresor, skraplacz i odparowalnik)	47 %	19 %
Waga całej instalacji chłodniczej	50 ton	645 ton
Waga maszyny chłodniczej	14 ton	100 ton
Moc potrzebna dla pracy całej instalacji	122 KMh	730 KMh
Moc potrzebna dla pracy maszyny chłodniczej . .	92 KMh	460 KMh

cech dwutlenku węgla jest wysoki stosunek ciepła właściwego do ciepła utajonego cieczy.

Przy przejściu skroplonego CO_2 przez regulator do odparowalnika, duża część gazu ulatnia się, powodując obniżenie temperatury, jaką ciecz miała w skraplaczu, do temperatury odparowalnika. W związku z tym straty przy stosowaniu CO_2 są dużo większe niż przy jakimkolwiek innym gazie. Praktycznie biorąc, przy charakterystycznych warunkach pracy maszyny chłodniczej, kiedy temperatura wody chłodzącej skraplacz wynosi 30° C., temperatura skraplacza wynosi 38° C. i temperatura odparowalnika — 18° C. Skroplony gaz po wyściu ze skraplacza winien posiadać temperaturę 30° C. Po przejściu cieczy przez regulator część jej odparowuje, obniżając w ten sposób swoją temperaturę z 30° C. do — 18° C. Z każdego kilograma cieczy przechodzącej przez regulator 43% cieczy odparowuje, stając się bezużyteczną w dalszym procesie chłodzenia. Właściwy proces oziębiania polega więc tylko na pozostałych 57% cieczy przechodzącej przez regulator.

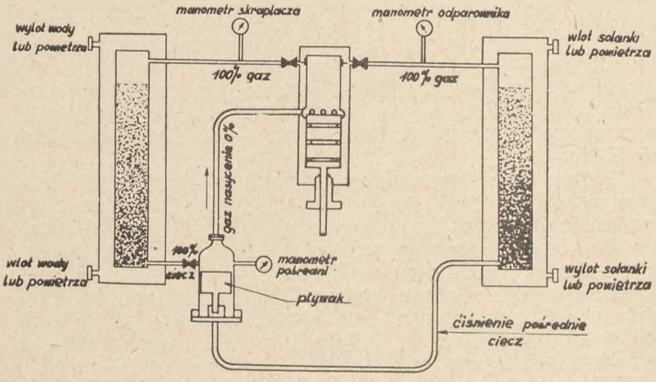
Tablica 5 podaje w procentach ilość cieczy ulatniającej się dla czterech opisywanych gazów, po przejściu przez regulator.

TABLICA 5.

Dwutlenek węgla CO_2	43%
Amoniak NH_3	17%
Chlorometyl CH_3Cl	18%
Freon 12 CCl_2F_2	28%

Badania termodynamiczne obiegu dwutlenku węgla w maszynach chłodniczych oraz wielokrotne próby wykazały, że można osiągnąć wyższą sprawność maszyny chłodniczej, szczególnie przy wyższych temperaturach wody chłodzącej skraplacz. Tę większą sprawność osiąga się przez oziębianie CO_2 w obiegu maszyny chłodniczej na drodze między skraplaczem i regulatorem. W instalacjach lądowych bywają wypadki, że przedsiębiorstwo posiada źródło zimnej wody, jednakże w przemyśle okrętowym takich wypadków nie ma, gdyż woda zaburtowa jest tylko źródłem chłodzącej wody. Najczęściej stosowaną metodą dla zwiększenia sprawności maszyny chłodniczej na CO_2 jest metoda wielokrotnego działania, albo międzystopniowe chłodzenie cieczy. Obieg pierwszy ilustruje rysunek 3.

Ciecz, opuszczając skraplacz, przechodzi przez wstępny regulator, skąd przechodzi do naczynia pośredniego. Góra tego naczynia jest połączona z otworami w cylindrze kompresora, znajdującymi się przy końcu suwu tłoka. W czasie ruchu tłoka w dół następuje ssanie gazu z odparowalnika; przy końcu suwu tłoka po odkryciu otworów wchodzi gaz o wyższym ciśnieniu z poprzednio wymienionego naczynia. Gaz, ulatniając się z cieczy, w pośrednim naczyniu ochładza ciecz do temperatury pośredniej między temperaturą cieczy wchodzącej do naczynia i temperaturą gazu z odparowalnika zassanego do cylindra kompre-

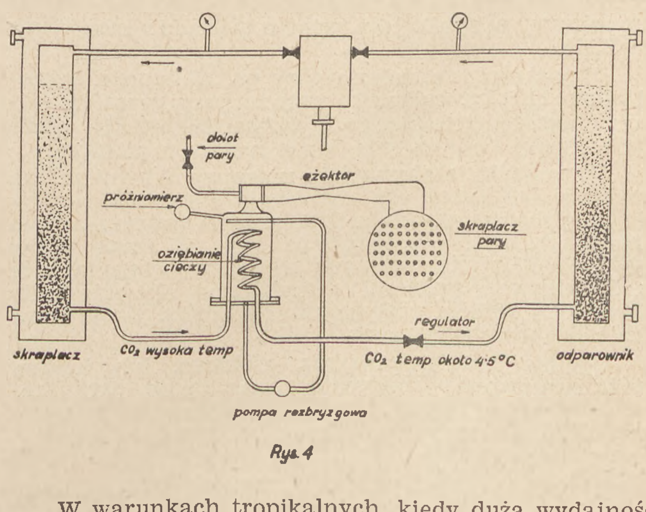


Rys. 3

sora. Oziębiona ciecz CO_2 następnie przechodzi z pośredniego naczynia przez regulator do odparowalnika. Oba te regulatory mogą działać automatycznie, za pomocą pływaka umieszczonego w naczyniu pośrednim.

Obieg opisany składa się właściwie z dwóch prostych obiegów; jeden operujący dużymi zakresami temperatur, drugi mniejszymi. Sprawność termodynamiczna obiegu o mniejszych zakresach jest większa niż w obiegu o dużych zakresach. To zwiększenie sprawności termodynamicznej zwiększa sprawność obiegu jako całości. Porównawcze dane zwiększenia tej sprawności podane są w tablicy 1.

Inną metodą, którą stosują w chłodniach okrętowych, jest chłodzenie CO_2 w obiegu między skraplaczem i regulatorem, za pomocą dodatkowej maszyny chłodniczej typu kompresyjnego, lub typu próżniowego, przez odparowywanie wody i odprowadzenie pary do osobnego skraplacza pary za pomocą parowego eżektora. Schematyczny obraz tego urządzenia przedstawiony jest na rysunku 4.



Rys. 4

W warunkach tropikalnych, kiedy duża wydajność maszyny chłodniczej jest najbardziej pożądana, dwutlenek węgla opuszcza skraplacz przy temperaturze około 30° C, następnie przechodzi on do wężownicy umieszczonej w komorze próżniowej, w której wężownica spryskiwana jest wodą o temperaturze około 4° C. Przez częściowe odparowanie tej wody oraz przez odprowadzenie jej pary do osobnego skraplacza, za pomocą eżektora parowego uzyskuje się obniżenie temperatury CO_2 z 30° C. do 4,5° C; temperatura odparowalnika wtedy wynosić będzie — 18° C.

Ogólna sprawność maszyny chłodniczej przy stosowaniu tej metody wzrasta o około 45%. Dla pracy eżektora stosuje się parę o ciśnieniu między 1,5 a 5,7 kg/cm². Zużycie pary wynosi około 260 kg/godz. Ciśnienie w komorze próżniowej wynosi 6 m/m słupa rtęci. Ciśnienie w skraplaczu pary wynosi 49 m/m słupa rtęci. Temperatura skraplacza pary wynosi 38° C. (temperatura wody chłodzącej 30° C.).

Dla wyprodukowania 94500 Kal/godz. przy temperaturze wody zaburtowej 30° C. i temperaturze odparowalnika — 18° C., kompresor maszyny chłodniczej spręża 0,74 m³, zamiast 1,06 m³ na minutę. Zainstalowana moc silnika wynosi 70 KMh, zamiast 100 KMh, a użytkowa moc silnika wynosi 59 KMh, zamiast 85 KMh.

Przez zmniejszenie wymiarów maszyny chłodniczej na CO_2 obniża się jej koszt i wagę oraz zmniejsza się miejsce zajmowane przez nią. Z drugiej strony koszt zwiększa się przez zainstalowanie urządzenia komory próżniowej.

Metodę chłodzenia cieczy CO_2 za pomocą osobnej chłodzarki zastosowano w czasie wojny na dwóch statkach chłodniczych, celem zwiększenia wydajności urządzeń chłodniczych o 50%.

Pierwotnie każdy z tych statków posiadał duże maszyny chłodnicze na CO_2, z których każda posiadała silnik elektryczny 150 KMh oraz kompresor sprężający 1,8 m³ na minutę.

Dla tych dwóch maszyn chłodniczych zainstalowano trzecią maszynę chłodniczą, z silnikiem parowym o mocy 79 KMh. Pojemność kompresora tej trzeciej maszyny wynosiła 0,9 m³ na minutę. Para do silnika parowego o ciśnieniu 7 kg/cm² dostarczana była z kotła ogrzewanego gazami odlotowymi motoru głównego. Ta trzecia maszyna chłodnicza obniżała temperaturę cieczy CO_2 z 30° C. do 2° C. za pomocą podwójnej rury, przy czym zewnętrzna służyła za odparowalnik dla trzeciej maszyny, a wewnętrzną płynęła ciecz CO_2 głównych maszyn chłodniczych do regulatora, a następnie do odparowalnika. W ten sposób, zamiast instalowania trzeciej dużej maszyny o mocy silnika 150 KMh, zainstalowano maszynę z silnikiem o mocy o połowę mniejszej.

Jeżeli chcemy porównać opisaną metodę z metodą eżektora, to należy w tej instalacji oziębiać ciecz CO_2 z temperatury 30° C. do 4,5° C. i odbierać przy tym z cieczy CO_2 około 29000 kal/godz. Temperatura odparowalnika będzie wynosić wtedy 2° C. Wydajność kompresora w tych warunkach winna wynosić 0,15 m³ na minutę, a silnik jego winien posiadać moc około 14 KMh.

Przyjmując, że zużycie pary na KMh/godz. wynosi około 11,5 kg, całkowite zużycie pary przez tę maszynę będzie wynosiło na godzinę 160 kg, tj. około dwie trzecie tego zużycia, co w metodzie eżektora.

W wypadku zastosowania maszyny chłodniczej na amoniak lub Freon dla chłodzenia cieczy CO_2, zużycie pary będzie wynosiło 70% zużycia przez maszynę chłodniczą na Co_2, tj. około 115 kg. W czasie wojny część statków przewożących owoce wyposażona była w dodatkowe chłodzarki amoniakalne dla oziębiania cieczy CO_2 w celu przystosowania statku do przewożenia towarów mrożonych.

Ogólnie mówiąc, metoda eżektora, lub inaczej próżniowa, więcej odpowiada przemysłowi okrętowemu, szczególnie jeżeli para do eżektora dostarczana jest z kotła ogrzewanego gazami odlotowymi z motorów głównych.

Metody międzystopniowego oziębiania skroplonego gazu również z powodzeniem mogą być stosowane dla amoniaku, chlorometylu i Freonu.

Tablica 6 daje porównanie zwiększonej wydajności instalacji chłodniczej czterech omawianych gazów przy oziębianiu skroplonego gazu z temperatury 30° C. do 4,5° C. Temperatura odparowalnika — 18° C.

Tablica 7 daje obliczony przyrost wydajności urządzenia chłodniczego na skutek oziębiania skroplonego gazu z temperatury 30°C. poprzez różne temperatury, aż do temperatury 4,5°C.

TABLICA 6.

Maszyna chłodnicza na CO_2	43,5%
„ „ „ CCl_2F_2	22,0%
„ „ „ CH_3Cl	11,5%
„ „ „ NH_3	11,0%

TABLICA 7.

Temperatura skraplacza 38° C.
(ciśnienie 86 kg/cm² CO_2)

Procentowy przyrost wydajności urządzenia chłodniczego

Temperatura skroplonego gazu w °C.	30	21	15	10	4,5
CO_2 Temp. odparow. — 29° C.	0	17	27,5	35,5	43,5
CO_2 Temp. odparow. — 18° C.	0	17	27,5	35,5	43,5
F 12 Temp. odparow. — 29° C.	0	7,5	12,5	17,5	22
F 12 Temp. odparow. — 18° C.	0	7	11,5	16	20,5
CH_3Cl Temp. odparow. — 29° C.	0	4	6,5	9	11,5
CH_3Cl Temp. odparow. — 18° C.	0	4	6,5	9	11,5
NH_3 Temp. odparow. — 29° C.	0	3,5	6	8,5	11
NH_3 Temp. odparow. — 18° C.	0	3,5	6	8,5	11

Z tablicy 7 wynika, że przyrost wydajności instalacji chłodniczych przy temperaturze odparowalnika — 29° C. jest zbyt mały w stosunku do temperatury odparowalnika — 18° C. Poza tym przyrost wydajności dla chlorometylu i amoniaku jest za mały, ażeby go można brać w rachubę. Przyrost wydajności urządzenia chłodniczego na Freon w praktyce może okazać się nieekonomiczny w stosunku do poczynionych inwestycji.

Przy rozważaniu zagadnienia dużych chłodni okrętowych należy wziąć pod uwagę, że moc pobierana przez maszyny chłodnicze stanowi bardzo małą część mocy zainstalowanej na statku. Większość statków chłodniczych wyposażona jest w trzy zespoły maszyn chłodniczych, z których tylko dwie wystarczają nawet w warunkach najwyższej temperatury wody morskiej.

Trzecia maszyna służy do szybkiego ochłodzenia pomieszczeń w wypadku np. przyjmowania ładunku świeżo zerwanych owoców.

Z dzienników okrętowych wynika, że średnia temperatura wody morskiej na przebiegu Europa — Australia wynosi 15°C., a na trasie Europa — Argentyna 18° C.

W praktyce buduje się statki chłodnicze dla przewożenia ładunków po całym świecie, przy czym przyjmuje się maksymalną temperaturę wody morskiej 30°C. oraz temperaturę otoczenia 32°C., aczkolwiek w tropikach temperatura poszycia statku pod bezpośrednim działaniem słońca może dochodzić do 60° C.

Ze spadkiem temperatury wody morskiej i otoczenia moc potrzebna dla kompresora maszyny chłodniczej na dużych statkach chłodniczych przedstawia się następująco:

Maksymalna temp. wody 30°C, otoczenia 32°C, zapotrzebowanie 265000 kal/godz.

Średnia temp. wody 16°C, otoczenia 18°C, zapotrzebowanie 197000 kal/godz.

W tych warunkach statek będzie wyposażony w trzy maszyny chłodnicze na CO_2, każda z silnikiem o mocy 160 KMh. Każda z nich będzie w stanie utrzymać temperaturę odparowalnika — 18° C. i solanki — 15° C.

Każda z nich daje:
przy temp. wody 30° C — 150000 kal/godz. kosztem 135 KMh.
przy temp. wody 16° C — 204000 kal/godz. kosztem 108 KMh.

W związku z powyższym dla otrzymania założonych warunków zużycie mocy przedstawia się jak następuje:

przy 30° C temp. wody wynosi około 235 KMh = 49%
przy 16° C temp. wody wynosi około 104 KMh = 22%

Liczby te wskazują, jak małą część mocy stanowią one w stosunku do mocy zainstalowanej. Jednocześnie wskazują, jak mało się oszczędza stosując inny gaz w obiegu maszyny chłodniczej, niż CO_2.

Przy temperaturze wody morskiej 16° C i temperaturze odparowalnika — 18° C. wydajność CO_2, NH_3, oraz F 12 na KMh/godz. przedstawia się następująco:

CO_2 obieg prosty 1890 Kal/godz/KMh.
CO_2 obieg złożony 1990 Kal/godz/KMh.
NH_3 2320 Kal/godz/KMh.
$C\,Cl_2F_2$ 2160 Kal/godz/KMh.

Do dużych maszyn chłodniczych nie stosuje się chlorometylu.

Przy zastosowaniu powyższych cyfr do maszyny chłodniczej o wydajności 197000 Kal/godz. zapotrzebowanie mocy kompresora dla trzech wymienionych gazów będzie się przedstawiało następująco:

Co_2 obieg prosty 104 KMh, moc zainstal. 3 × 160 = 480 KMh.
Co_2 obieg złożony 99 KMh, moc zainstal. 3 × 135 = 405 KMh.
NH_3 85 KMh, moc zainstal. 3 × 125 = 375 KMh.
$C\,Cl_2F_2$ 91 KMh, moc zainstal. 3 × 130 = 390 KMh.

Panuje ogólne mniemanie, że wydajność maszyn chłodniczych na CO_2 raptownie maleje po przejściu punktu temperatury krytycznej. Zbliżając się i przekraczając temperaturę krytyczną CO_2 charakterystyka gazu nie wykazuje raptownych zmian. Z tego wynika, że również nie istnieje raptowna zmiana w wydajności maszyny chłodniczej.

Tablica 8 podaje spółczynniki wydajności maszyn chłodniczych pracujących czterema omawianymi gazami w zakresie temperatur wody morskiej od 35° C. do 7,5° C. Dla dokonania porównania przyjęto stan za jedność wydajności przy temperaturze wody morskiej 30° C. i temperaturze odparowalnika — 18° C.

TABLICA 8.

Temperatura wody morskiej w ° C.	Spółczynniki wydajności:				
	CO_2 Obieg prosty	CO_2 Obieg złożony	N H_3	C H_3Cl	C Cl_2F_2
35	0,87	0,95	0,93	0,92	0,90
30	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
24	1,14	1,05	1,07	1,07	1,10
18,5	1,29	1,12	1,14	1,14	1,2
13	1,45	1,20	1,21	1,20	1,31
7,5	1,62	1,28	1,29	1,28	1,42

Z tablicy można zauważyć, że ze spadkiem temperatury wody morskiej spółczynnik wydajności wzrasta najszybciej dla maszyny chłodniczej na CO_2 o obiegu prostym. Obieg złożony CO_2 pokrywa się z wydajnością obiegu amoniaku.

Na zakończenie należy dodać, że wydajność maszyny chłodniczej zależy nie tylko od termodynamicznej własności gazów, lecz również od stanu, w jakim znajduje się maszyna chłodnicza, a w szczególności kompresor, oraz od zjawisk, jakie w tym stanie mogą zachodzić.

Inż. P. Bomas
(Gdańsk)

Terminologia w zakresie dynamiki morza*)

II. PŁYWY

Autor omawia w formie encyklopedycznej zagadnienia pływów morskich i wysuwa propozycję terminologii dotychczas jeszcze w języku polskim nie ustalonej.

Do najbardziej majestatycznych i imponujących przejawów dynamicznej potęgi oceanów i mórz należą p ł y w y. Zjawisko to, wytwarzane przez siły o charakterze kosmicznym, przejawia się w rytmicznym wznoszeniu się i opadaniu poziomu wody oraz w regularnie zmieniających się p r ą d a c h p ł y w o w y c h, szczególnie wyraźnie występujących w kanałach i cieśninach między lądami.

Zjawisko to składa się z dwóch faz. W pierwszej fazie poziom wody w morzu stopniowo się podnosi, i te fazę określa się jako p r z y p ł y w. Po osiągnięciu pewnego maksimum, czyli p e ł n e j w o d y, wznoszenie się poziomu wody ustaje i po krótkim okresie p r z e s i l e n i a p r z y p ł y w u, kiedy poziom wody pozostaje w miejscu lub zmienia się bardzo nieznacznie i powoli, następuje z m i a n a p ł y w u, który przechodzi w swą drugą fazę, zwaną o d p ł y w e m. W tej fazie poziom wody opada aż do minimum, czyli m a ł e j w o d y, i po pewnym okresie p r z e s i l e n i a o d p ł y w u następuje ponownie zmiana pływu, — odpływ przechodzi w przypływ. Zjawisko to powtarza się z reguły dwa razy na dobę. Od tej reguły istnieją jednak w szczególnych okolicznościach pewne wyjątki.

Odstęp czasu między dwiema następującymi po sobie pełnymi lub małymi wodami w tym samym miejscu określa się jako o k r e s p ł y w u, który obejmuje zatem czas trwania zarówno przypływu jak i odpływu. Okres ten wynosi średnio 12 godzin, 25 minut i 14 sekund czasu słonecznego, czyli połowę d o b y k s i ę ż y c o w e j, która stanowi okres czasu między dwiema następującymi po sobie kulminacjami księżyca nad tym samym południkiem.

Zjawisko pływów jest wytwarzane przez siły przyciągania Ziemi przez Księżyc i Słońce, które stale zmieniają swe położenie w stosunku do Ziemi. Każde z tych ciał wytwarza swą f a l ę p ł y w o w ą, rzeczywista więc fala pływowa stanowi falę złożoną, składającą się z f a l i k s i ę ż y c o w e j i f a l i s ł o n e c z n e j (mówiąc ściślej, z fal księżycowych i słonecznych, wobec złożoności ruchu Ziemi, Księżyca i Słońca względem siebie). Mimo

*) I część artykułu opublikowano w nr 1/2 „T.M. i W" z br.

że masa Słońca jest 28.864.294 razy większa od masy Księżyca, jednakże wskutek 388,5 razy większego oddalenia od Ziemi wpływ Słońca na wielkość pływów jest 2,17 razy mniejsza od wpływu Księżyca i amplituda fali słonecznej stanowi tylko 0,46 amplitudy fali księżycowej. Dzieje się to dlatego, że siły tworzące pływy są proporcjonalne do masy ciała niebieskiego i do promienia Ziemi i odwrotnie proporcjonalne do trzeciej potęgi odległości ciała niebieskiego od Ziemi. Dlatego też dominujące znaczenie w zjawisku pływów posiada Księżyc. Fala słoneczna jednak modyfikuje falę księżycową i powoduje w niej zmiany zarówno co do amplitudy, jak i co do przesunięcia w czasie, a więc odchylenia okresu pływów od średniego.

Różnicę między średnim poziomem dwóch następujących po sobie pełnych wód a poziomem dzielącej je małej wody nazywamy w i e l k o ś c i ą p ł y w u. Wielkość pływu należy odróżniać od jego a m p l i t u d y, czyli wielkości odchylenia skrajnych poziomów pływu, a więc pełnej i małej wody, od średniego poziomu. W literaturze naukowej i technicznej, zwłaszcza w dziełach starszych, określa się nieraz amplitudę jako różnicę między najwyższym i najniższym poziomem pływu, co stanowiłoby synonim wielkości pływu. Nie jest to jednak właściwe, bo niezgodne z pojęciem amplitudy w terminologii fizycznej, i w dziełach nowszych**) te pojęcia są wyraźnie rozróżniane. Stan pływu, w którym poziom wody znajduje się w swym średnim położeniu, nazywa się p ó ł p r z y p ł y w e m.

Wielkość pływów w różnych miejscowościach jest różna i zależy od ukształtowania linii brzegowej, od rzeźby dna morskiego, od wzajemnego oddziaływania na siebie fal pływowych przychodzących różnymi drogami oraz od rezonansu między wahaniami zasadniczych fal pływowych a własnymi wahaniami danego obszaru wodnego. Wielkość pływów w otwartym oceanie nie jest znaczna i można sądzić, że nie przekracza 1 m, dotąd jednak nie jest ustalona dokładnie wobec trudności jej pomierzenia. Przy brzegach w niektórych wypadkach sięga ona bardzo znacznych rozmiarów; i tak np. w zatoce St. Malo we Francji wynosi w okresie syzygiów ponad 12 m, a w zatoce Fundy ponad 15,4 m. W tej samej miejscowości wielkość pływów podlega nieustannym zmianom w czasie, wskutek stale zmieniającego się położenia Ziemi w stosunku do Księżyca i Słońca, a więc i zmieniającego się potencjału sił tworzących pływy. Bardzo duży wpływ na kształtowanie się pływów posiada w szczególności zmiana deklinacji Księżyca. Następujące po sobie pływy różnią się więc między sobą pod względem wielkości. Największa wielkość pływy osiągają w okresie syzygiów, gdy Księżyc i Słońce są w złączeniu (koniunkcji) lub przeciwstawieniu (opozycji), a więc podczas nowiu i pełni Księżyca, gdyż wówczas fale słoneczna i księżycowa są w tej samej fazie i sumują się z sobą. Pływy te noszą nazwę w i e l k i c h lub s y z y g i a l n y c h. Najmniejsza wielkość pływów przypada na okres kwadratury, kiedy kąt między pozycjami Księżyca i Słońca w stosunku do Ziemi wynosi 90° i fala słoneczna najbardziej zmniejsza falę księżycową. Pływy te noszą nazwę m a ł y c h lub k w a d r a t u r o w y c h i występują podczas pierwszej i ostatniej kwadry Księżyca.

Okres czasu, w jakim powtarzają się wielkie lub małe pływy, zależy od l u n a c j i, czyli od powrotu Księżyca do tego samego położenia względem Słońca i Ziemi. Okres lunacji równa się 29 dni 12 godzin 2,8 sekund i stanowi m i e s i ą c s y n o d y c z n y. W związku z tym wielkie i małe pływy powtarzają się dwukrotnie w ciągu miesiąca synodycznego. Gdyby ekliptyka, równik i orbita Księżyca znajdowały się w jednej płaszczyźnie, a odległość Ziemi od Słońca i Księżyca pozostawała niezmienna, to nie zmieniałyby się również wielkości syzygialnych i kwadraturowych pływów, które powtarzałyby się co 14 dni 18 godzin i 1,4 sek. Jednak wskutek pochylenia równika w stosunku do ekliptyki i orbity Księżyca, eliptyczności orbit Ziemi i Księżyca oraz obrotu Ziemi dookoła punktu ciężkości Ziemia-Księżyc (nie mówiąc już o zawikłaniach w biegu Księżyca po swej orbicie), wielkości syzygialnych i kwadraturowych pływów również podlegają zmianom. Największe apmplitudy pływów syzygialnych i najmniejsze kwadraturowych charakteryzują p ł y w y r ó w n o n o c n e, przypadające na okres porównania dnia z nocą. Maksimum wielkości osiąga pływ w tym wypadku, gdy moment syzygiów zbiega się z momentem porównania dnia z nocą.

Różnice zachodzące między pływami w różnych okresach czasu noszą nazwę n i e r ó w n o ś c i p ł y w ó w. Jak widzieliśmy, pływy zmieniają zarówno swą wielkość, jak i okres, a więc posiadają n i e r ó w n o ś c i w i e l k o ś c i i n i e r ó w n o ś c i w c z a s i e, zwane inaczej n i e r ó w n o ś c i a m i f a z y.

Fala pływowa posuwa się wolniej niż wywołujące ją Księżyc i Słońce i największy pływ syzygialny nie następuje równocześnie z syzygiami, lecz po pewnym czasie. Ta różnica w czasie nosi nazwę w i e k u p ł y w u. Opóźnienie to nie jest jednakowe dla różnych punktów brzegu i zależy od długości drogi, jaką musi przebyć fala pływowa dla dotarcia do danego punktu, oraz od głębokości wody, jaką na swojej drodze spotyka. Na brzegach Francji wiek pływu wynosi od 36 do 40 godzin, w Nowej Zelandii zwiększa się do 7 dni, a w Montevideo nawet do 11,6 dni. Okres czasu między przejściem Księżyca przez południk danego miejsca a następującą po tym przejściu pełną wodą w tymże miejscu nosi nazwę k s i ę ż y c o w e g o i n t e r w a ł u p ł y w u.

Różnica wielkości pływów następujących po sobie w przeciągu jednej doby nosi nazwę n i e r ó w n o ś c i d o b o w e j, a różnica między wielkościami pływów syzygialnych i kwadraturowych — n i e r ó w n o ś c i p ó ł m i e s i ę c z n e j.

Wielkość pływów, przy innych jednakowych warunkach, zwiększa się, gdy wywołujące je ciała niebieskie znajdują się w najmniejszej odległości od Ziemi (w perigeum, czyli punkcie przyziemnym), i zmniejsza się przy największej ich odległości od Ziemi (gdy są w apogeum, czyli w punkcie odziemnym). Wynikająca z tego powodu nierówność pływów zwana jest n i e r ó w n o ś c i ą p a r a l a k t y c z n ą, a okres czasu od perigeum do następujących po nim największych pływów — w i e k i e m p ł y w u p a r a l a k t y c z n e g o.

Nierówności w czasie powodują p r z y ś p i e s z a n i e p ł y w ó w, kiedy ich okres staje się krótszy od średniego, lub też o p ó ź n i a n i e p ł y w ó w, kiedy ich okresy są dłuższe od średniego. Różnice między okresami pływów na ogół nie są znaczne i nie przekraczają 25 minut.

Zjawisko pływów nie wszędzie i nie zawsze ma jednakowy przebieg. Takie pływy, w których n a r a s t a n i e p ł y w u, czyli wznoszenie się poziomu wody w czasie przypływu, odbywa się płynnie, regularnie i bez przerwy od najniższego do najwyższego położenia, a także prawidłowo odbywa się o p a d a n i e p ł y w u, czyli zniżanie się poziomu wody podczas odpływu od najwyższego do najniższego poziomu, nazywamy p r a w i d ł o w y m i. Pływy, w których z rozmaitych przyczyn, jak np. interferencji dwóch lub więcej fal częściowych, składających się na wynikową falę pływową, lub wskutek konfiguracji dna morskiego i brzegów, powstają zakłócenia regularnego przebiegu, nazywamy n i e p r a w i d ł o w y m i. Według kryterium periodyczności dzielimy pływy na trzy grupy: p ó ł d o b o w e, d o b o w e i m i e s z a n e. Pływy półdobowe powtarzają się dwukrotnie w ciągu jednej doby księżycowej. Do tego typu należą m. in. pływy obserwowane w Europie. Cechuje je zwykle regularność okresów; największą wielkość osiągają one podczas pełni i nowiu Księżyca, a najmniejszą podczas kwadr. Mają przeważnie przebieg regularny. W pływach dobowych w ciągu doby istnieje jeden przypływ i odpływ. Najbardziej charakterystycznie występują w Oceanie Indyjskim i Morzu Chińskim. Największa nierówność między następującymi po sobie pływami istnieje w pływach tego typu podczas największej deklinacji Księżyca. Zanika ona, gdy deklinacja staje się równą zeru. W tym okresie pływy te przekształcają się w półdobowe o bardzo nieznacznych amplitudach, a w niektórych miejscowościach (np. przy Tonkinie) zanikają zupełnie. Pływy mieszane stanowią typ pośredni między pływami półdobowymi i dobowymi. Posiadają one

**) Np. Svedrup, Johnson and Flemming: „The Oceans, their Physics, Chemistry and General Biology"; oraz N. Zubow: „Dinamiczeskaja Okieanołogia".

podczas doby księżycowej dwa przypływy i dwa odpływy, znacznie różniące się między sobą co do wielkości, i występują w wielu rozmaitych postaciach. Jedną z ich odmian stanowią pływy podwójne, w których przypływ posiada dwa maksima poziomu, rozdzielone obniżeniem się poziomu wody, lub też odpływ posiada dwa minima poziomu, rozdzielone jego podniesieniem się. Pływy o największej nierówności dobowej, obserwowane zwykle przy dużej deklinacji Księżyca, noszą nazwę zwrotnikowych, ponieważ Księżyc znajduje się wówczas przy zwrotnikach. Nierówności te są też najbardziej wyraźne na szerokościach przyzwrotnikowych. Pływy zaś przypadające na czas, kiedy Księżyc znajduje się w pobliżu równika, noszą nazwę równikowych. Cechuje je mała nierówność dobowa.

Rejestracja zmian poziomu morza powodowanych pływami odbywa się za pomocą przyborów samopiszących, znanych pod nazwą mareografów. Dają one na taśmie papierowej, umieszczonej na bębenku poruszanym mechanizmem zegarowym, wykres pływów w systemie prostokątnych spółrzędnych, na którym odcięte podają czas, a rzędne — poziom wody. Otrzymuje się w ten sposób na wykresie płynną krzywą pływową w kształcie następujących po sobie fal, przedstawiającą plastycznie przebieg zjawiska od strony zmiany poziomów wody.

Rzędne poziomu wody, zmieniające się podczas pływów, są nawiązywane do pewnego poziomu, przyjmowanego za poziom zerowy na mapach morskich, który w różnych krajach przyjmuje się różnie. W większości krajów za poziom ten przyjmuje się średni poziom małej wody syzygialnych pływów, w innych znów — najniższy poziom małych wód. Wzniesienie nad tym poziomem poziomu pełnej lub małej wody określa się jako wysokość przypływu lub wysokość odpływu.

Zjawisko pływów było znane już w starożytności i pierwsze wzmianki o nim znajdujemy u Herodota, następnie u Strabona i Cezara, którzy zdawali sobie sprawę z powiązania pływów z ruchem Księżyca; już Plinius podaje jako przyczynę pływów Księżyc i Słońce. Około 700 r. naszej ery Anglosasom był już znany nie tylko związek pływów z Księżycem, lecz również ich anomalie, różnice w czasie pływów między różnymi miejscowościami, ruch fali pływowej i zakłócenia powodowane przez wiatry. W XVI stuleciu rozpoczęto dokładniejsze badania tego zjawiska, a w 1682 r. po raz pierwszy opublikowany został w „Philosophical Transactions" poprawny kalendarz pływów, podający wysokość pełnej wody przy moście londyńskim na każdy dzień 1683 r. Wiedza o pływach pozostawała jednak empiryczna.

Naukowe uzasadnienie związku przyczynowego między pływami a ruchami Księżyca i Słońca dał po raz pierwszy w 1687 r. Newton (1642—1727) w swym epokowym dziele „Philosophiae naturalis principia mathematica". Wysunięta przez niego teoria pływów, rozwinięta następnie przez Bernulli'ego, objaśnia powstawanie pływów ruchem obrotowym kuli ziemskiej i wpływem na masy wodne sił przyciągania ich przez Księżyc i Słońce. Wywody tej teorii, znanej pod nazwą statycznej teorii pływów, lub też teorii równowagi, opierają się na założeniu, że całą powierzchnię kuli ziemskiej pokrywa powłoka głębokiej wody. Zachowanie równowagi pod wpływem przyciągania ciała niebieskiego i przeciwdziałającej mu siły odśrodkowej cząstek powłoki wodnej, a także przyciąganie tych cząstek do środka Ziemi wymagają przybrania przez powierzchnię kształtu elipsoidy, skierowanej dłuższą osią do ciała niebieskiego, które ją wytwarza. Powstające w związku z tym wypukłości i wklęsłości, wskutek obrotowego ruchu Ziemi, przesuwają się po niej i wytwarzają zjawisko pływów dwukrotnie w czasie jednego okrążenia Ziemi przez ciało niebieskie.

Teoria ta posiada obecnie jedynie historyczne znaczenie. Ponieważ opiera się ona na założeniach nie odpowiadających rzeczywistości, nie jest w zgodzie z niektórymi cechami pływów obserwowanymi w nautrze. Stwierdza to zresztą sam autor, zauważając, że największe pływy następują nie równocześnie z syzygiami, jak musiało by wynikać z teorii, lecz z opóźnieniem, które np. w Bristolu wynosi ok. 43 godzin, co odpowiada kątowi 18,5° łuku między Księżycem i Słońcem. Teoria ta nie objaśnia także różnicy wielkości pływów w różnych miejscach, czasem bardzo do siebie zbliżonych. Zasadniczą jej wadę stanowi, że traktuje ona zjawisko pływów jako statyczne, w którym w elipsoidzie wodnej panuje stale równowaga, gdy tymczasem związana z tym zjawiskiem deformacja powłoki wodnej wymaga ruchu cząstek wodnych, który nie może odbywać się bez wpływu sił bezwładności i tarcia wewnętrznego. Mimo swych wad, teoria Newtona pozwoliła jednak na łatwe objaśnienie i zrozumienie głównych zjawisk w pływach, i to jest wielką jej zasługą.

Dalszy wielki krok naprzód stanowi teoria dynamiczna, wprowadzona przez Laplace'a, a następnie rozpracowana przez Poincarégo i Hugha. Opiera się ona na tym, że siłami tworzącymi pływy są poziome składowe sił przyciągania ciał niebieskich. Ponieważ te siły działają okresowo, muszą więc stale wywoływać i utrzymywać w oceanie ruchy wahadłowe cząstek wodnych. W środowisku płynnym ruchy wahadłowe przejawiają się w postaci fal, i dlatego pływy powinny być rozpatrywane jako fale, które, w myśl zasady wahań wymuszonych, muszą posiadać te same okresy, co wymuszające je siły rytmiczne. Wytworzone w ten sposób fale posuwają się jako długie swobodne fale z szybkością zależną od głębokości wody — $c = \sqrt{gH}$

Poza ujęciem zjawiska pływów jako dynamicznego, zasługą teorii Laplace'a jest wyrażenie po raz pierwszy sił wywołujących pływy przez ich potencjał, którego zmiany mogą być ujęte matematycznie przez szereg równań ze stałymi spółczynnikami i funkcjami kątów, wzrastającymi w stosunku czasu. Przez sumowanie równań dla pływów częściowych, wywoływanych przez pojedyncze wydzielone pola sił, można uzyskać równanie dla pełnego złożonego zjawiska pływów. Teoria Laplace'a stworzyła więc podstawy dla harmonicznej analizy pływów.

Ogólne sformułowanie problemu pływów dane przez Laplace'a wciąż jeszcze pozostaje aktualne, lecz ogólne równania teorii dynamicznej, rozwinięte przez Lagrange'a, prowadzą do tak trudnych problemów matematycznych, że dotychczas jeszcze nie zostały rozwiązane, jeżeli chodzi o pływy w oceanach.

Dalsze próby bliższego ujęcia mechanizmu pływów w jego całości znalazły wyraz w kilku teoriach, opartych o dynamiczną teorię Laplace'a. Tak więc Airy, opierając się na analizie fal, powstających pod wpływem sił tworzących pływy w fikcyjnych elementarnych kanałach, na które zostaje podzielona wodna powłoka Ziemi, wysunął teorię, określoną nazwą teorii kanałowej, która następnie została zmodyfikowana i uzupełniona przez Börgena i Thomsona. Pod wpływem poziomej składowej przyciągania ciał niebieskich, według Airy'ego, powstają na równiku dwie długie półdobowe fale pływowe, poruszające się w przeciwnych kierunkach i następnie łączące się w jedną. Długość tych fal jest równa połowie obwodu Ziemi. Wysokość tej fali na równiku jest wszędzie ta sama i przedstawia ona falę postępującą. Gdy kanał przechodzi po obwodzie małego koła wzdłuż równoleżników, powstaje wówczas również fala postępująca, której długość jest równa połowie obwodu odpowiedniego małego koła. Gdy wreszcie kierunek kanału przecina południk pod kątem, powstaje postępująca fala, posiadająca w różnych punktach globu różną wielkość.

Airy przyjmował, że kanały posiadają jednolitą głębokość oraz obejmują cały glob ziemski. Börgen wykazał, że — ponieważ kanały nie opasują całego globu i głębokość wody nie jest jednakowa, — powstające fale wymuszone muszą przekształcać się w swobodne, a na wodach płytkich i przy brzegach, przy tymże okresie, ich długość musi maleć, wysokość zaś wzrastać. Zarówno w kierunku równoleżnikowym jak i południkowym przedstawiają one fale postępujące, przy czym silniejsza fala powstaje w kierunku większej długości obszaru wodnego. Interferencja różnych tych systemów fal, w połączeniu z siłą Coriolisa***), wywołuje liczne zjawiska uboczne, zmieniając kierunek posuwania się fali wynikowej, lub przekształcając ją miejscami w falę stojącą.

***) Siła wytwarzana przez ruch obrotowy Ziemi i powodująca zboczenie kierunku szybkości w prawo w półkuli północnej i w lewo w półkuli południowej.

Ferrel i Harris wysunęli inną teorię, którą można nazwać teorią stojących fal pływowych. Teoria ta tłumaczy zjawisko pływów powstawaniem w oceanie i w morzach wahadłowych ruchów poziomu wody w postaci fal stojących, podobnie jak w sejszach, z tą różnicą, że czynnikiem wywołującym deniwelację i wahania poziomu nie jest zmiana ciśnienia atmosferycznego, która przeważnie bywa przyczyną powstania sejszy, lecz pozioma składowa sił przyciągania ciał niebieskich.

Interesującą, lecz mało prawdopodobną teorię wysunął inżynier angielski Wevel. Ponieważ jedynie na obszarze wód antarktycznych fala pływowa może okrążać cały glob ziemski w kierunku równoleżnikowym, wywodzi on, że zasadnicza fala pływowa rodzi się na tych obszarach i stąd przenika w części oceanu światowego, znajdujące się między kontynentami.

Teoria pływów nie znalazła dotychczas ostatecznego wyrazu, jeżeli chodzi o pływy na obszarze oceanów. Zjawisko pływów było dotychczas badane w naturze jedynie przy brzegach lub na stosunkowo niedużych głębokościach. Nie znamy jeszcze sposobu obserwowania i mierzenia pływów na głębinach oceanicznych, a więc wszystkie dotychczasowe teorie są w odniesieniu do oceanów spekulatywne i nie mogą być kontrolowane w naturze, zwłaszcza na olbrzymich przestrzeniach Oceanu Spokojnego. Stosunkowo lepiej znane są pływy Oceanu Atlantyckiego i przyległych do niego mórz, gdzie istnieją przy brzegach liczne stacje mareograficzne, rejestrujące przebieg zjawiska. Duże postępy osiągnęła w ostatnim czasie wiedza o zjawisku pływów w basenach zamkniętych lub komunikujących się z oceanem, do czego przyczyniły się głównie prace Proudmana, Defanta i Sternecka.

Mimo to, poznanie ogólnego mechanizmu pływów oraz sił, które je wytwarzają, pozwoliło, na podstawie analizy czynników astronomicznych oddziałujących na powstawanie i wielkość pływów, na dokładne ich przepowiadanie. Przyczyniła się do tego harmoniczna analiza pływów, rozpracowana przez Thomsona (lorda Kelvina).

Możliwość zastosowania do pływów analizy harmonicznej opiera się na tym, że siły tworzące pływy są siłami okresowymi, zmieniającymi się harmonicznie. Wobec złożoności ruchu Księżyca i Słońca względem Ziemi, przy tej analizie rzeczywiste ciała niebieskie zastępuje się kilku fikcyjnymi księżycami i fikcyjnymi słońcami, dobranymi odpowiednio do różnych elementów, na które można rozłożyć ich ruch względem Ziemi. Okresy wytwarzanych przez nie pól sił określa się z danych astronomicznych, ich wpływ zaś na wielkość pływów wyraża się wzorami matematycznymi typu $f = F \sin (nt - k)$, gdzie F=amplituda siły tworzącej pływ, n=szybkość kątowa przesuwania się pola sił, t = czas, a k = liczba stała, zależna od f, przy $t = 0$. Pełna analiza umożliwia obliczenie spółczynników, charakteryzujących intensywność oddziaływania pojedyńczych pól sił tworzących pływy, a tym samym obliczenie stosunkowego wpływu na wielkość pływów poszczególnych składników pływów. Dla danego miejsca mogą być określone empirycznie stałe harmoniczne pływów, mianowicie stała amplitudy, równa w przybliżeniu połowie wielkości pływu wytwarzanego przez daną falę pływową, i stała położenia, wyrażana przez opóźnienie przechodzenia danej fali pływowej przez południk miejsca w stosunku do przechodzenia teoretycznego. Znając te stałe i stosując odpowiednie spółczynniki do wzorów wyżej wymienionych, a następnie je sumując, otrzymuje się amplitudy pływów dla danego miejsca w dowolnym czasie, ponieważ pływy należą do nielicznych zjawisk geofizycznych, powtarzających się z prawie astronomiczną dokładnością.

Analiza harmoniczna pozwala bardzo dokładnie obliczać wielkość pływów, zależną od czynników natury astronomicznej. Prócz tych czynników, na wielkość pływów oddziałują także wiatry, czasem piętrzące wodę, czasem zaś obniżające jej poziom. Działanie tych czynników meteorologicznych może być również uchwycone przy analizie pływów w rejonie panowania stałych wiatrów, jak pasaty i monsuny. Analiza ta nie może jednak uchwycić czynników niestałych, jak oddziaływanie zmiennych warunków meteorologicznych. Z tym muszą się liczyć nawigatorzy.

Dla otrzymania krzywej pływowej bez potrzeby dokonywania skomplikowanych obliczeń, Thomson skonstruował specjalną maszynę, nazwaną przezeń przepowiadaczem pływów. Z takich maszyn korzysta m. in. U. S. Coast and Geodetic Survey w Waszyngtonie, Admiralicja Brytyjska w Londynie, Deutsche Seewarte w Hamburgu oraz Państwowy Instytut Oceanograficzny w Moskwie. Ponieważ znajomość zależnych od pływów stanów wody posiada bardzo duże znaczenie dla żeglugi, wydawane są dla jej potrzeb kalendarze pływów w postaci tablic, podających dla licznych portów i punktów morza czas i wysokość przypływu dla każdego dnia danego roku. Zawierają one nadto najbardziej istotne dla żeglugi dane dotyczące pływów.

Dla innych portów, dla których kalendarz pływów nie podaje bliższych szczegółów, korzysta się z przypływowych różnic, czyli z wartości czasu lub wielkości, o które się różnią pływy danego miejsca od czasu i wielkości pływów portu porównawczego, którego pływy są podane w kalendarzu pływów. Znajomość tych różnic, również podawanych w kalendarzu pływów, pozwala na posługiwanie się nim także w portach w kalendarzu nie umieszczonych.

Czas, w którym w danym porcie następuje pełna woda w dniu pełni lub nowiu Księżyca w okresie porównania dnia z nocą, kiedy Księżyc i Słońce znajdują się na równiku w średnich odległościach od Ziemi, nosi nazwę czasu portowego. Ponieważ wówczas Księżyc i Słońce równocześnie przechodzą przez południk miejsca, a czas słoneczny jest liczony od momentu przejścia Słońca przez ten południk, przeto czas portowy wyraża równocześnie odstęp czasu między przejściem Księżyca przez południk portu a następującą po nim pełną wodą.

Liczba wyrażająca stosunek amplitudy pływu przypadającego na dany dzień kalendarzowy do amplitudy pływu przyjmowanej za jednostkę nazywa się spółczynnikiem pływu dla danego dnia. Zmienia się ona w zależności od wzajemnego położenia Ziemi, Księżyca i Słońca i jest podawana na każdy dzień kalendarzowy w kalendarzu pływów. Za jednostkę pływów dla danego portu przyjmuje się we Francji amplitudę syzygialnych równonocnych pływów w założeniu, że środki Księżyca i Słońca znajdują się w płaszczyźnie równika w swym średnim oddaleniu od Ziemi; w Z.S.R.R. — średnią wielkość pływów, określoną z obserwacyj za dłuższy okres czasu. Jednostki te są różne dla różnych miejsc i są ustalane na podstawie licznych obserwacyj.

Pływy w zasadzie powinny istnieć nie tylko w oceanach i morzach do nich przylegających, lecz także w morzach zamkniętych; jednakże w tych ostatnich są one tak nieznaczne, że praktycznie nie posiadają znaczenia i uważa się je za morza bezpływowe.

Pływy istnieją również w dolnych biegach rzek wpadających do mórz z pływami. Wody, na których istnieje zjawisko pływów, zarówno morskie jak i rzeczne, określa się jako wody pływowe. Pływy rzeczne różnią się od pływów morskich tym, że powstają nie wskutek bezpośredniego oddziaływania na nie sił tworzących pływy, lecz wskutek przenikania do rzek fal pływowych z morza. Posiadają one cechy charakterystyczne, różniące je od pływów w morzach: okres przypływu jest krótszy, okres odpływu dłuższy, fala pływowa nabiera swoistych cech. Rzeki, w których obserwuje się zjawisko pływów, określa się jako rzeki pływowe. Pływy istnieją w ich dolnym biegu, a obszar nimi objęty nosi nazwę morskiego odcinka rzeki.

W niektórych rzekach fala pływowa przybiera nieraz postać stromej, od przodu prawie pionowej fali, nieraz załamanej i spienionej, z hukiem posuwającej się w górę rzeki. Bywa ona groźna dla mniejszych statków. Słynne jest to zjawisko m. in. na Amazonce, gdzie nosi ono nazwę „porococa"; prócz tego obserwuje się je na licznych rzekach, m. in. na Gangesie, Sekwanie i innych, przy czym nosi ono różne nazwy miejscowe. Proponujemy dla niego określenie bara.

Wykreślone na mapach oceanów i mórz linie łączące punkty, w których następuje równocześnie pełna woda, czy też punkty o jednakowych fazach pływu, noszą nazwę linii kotydalnych, czyli kotydal, a mapy, na których kotydale są przedstawione, — map kotydalnych. Trzeba jednak zauważyć, że wobec niemożliwości obserwowania pływów na głębiach oceanicznych, mapy kotydalne, próby wykreślenia których były czynione przez różnych autorów, mają charakter wybitnie spekulatywny i tylko na ograniczonych obszarach mórz zatokowych mogą być przedstawione z pewnym prawdopodobieństwem.

Wykaz użytych terminów i ich odpowiedników w językach obcych

Zjawisko pływów
a. phenomenon of tides
f. phénomène des marées
n. Tidenerscheinung; Gezeitenerscheinung
r. jawlenije priliwow i otliwow; priliwo-otliwnoje jawlenije

Uwaga: Omawiane zjawisko przyjęto określać złożoną nazwą „przypływy i odpływy". Ponieważ przypływ i odpływ stanowią fazy jednego i tego samego zjawiska, objęto je jedną nazwą „pływy".

Pływy (przypływy i odpływy)
a. tides
f. marées
n. Tiden; Gezeiten; Flut und Ebbe
r. priliwy i otliwy

Przypływ
a. rising tide; flood tide
f. marée montante; flux; montant; gagnant
n. Flut; steigendes Meer; steigende Tide
r. priliw

Odpływ
a. falling Tide; ebb tide
f. marée descendante; reflux; jusant; perdant
n. Ebbe; fallendes Meer; fallende Tide
r. otliw

Prąd pływowy
a. tide current
f. courant de marée
n. Tideströmung
r. priliwo-otliwnoje tieczenije

Pełna woda
a. high water
f. pleine mer
n. Hochwasser
r. połnaja woda

Mała woda
a. low water
f. basse mer
n. Niedrigwasser
r. małaja woda

Przesilenie przypływu
a. high water stand
f. étale de pleine mer
n. Stillstand des Hochwassers

Przesilenie odpływu
a. low water stand
f. étale de basse mer
n. Stillstand des Niedrigwassers

Zmiana pływu
a. change of tide
f. renverse de la marée; renversement de la marée

Okres pływu
a. period of tide; tidal period
f. période de la marée
n. Zeitdauer der Tide; Tidenperiode
r. pieriod priliwa

Doba księżycowa
a. lunar day
f. jour lunaire
n. Mondtag
r. łunnyje sutki

Fala pływowa
a. tidal wave
f. onde de marée; onde-marée
n. Tidewelle; Flutwelle
r. priliwnaja wołna

Fala księżycowa
a. lunar wave
f. onde lunaire
n. Mondwelle
r. łunnaja wołna

Fala słoneczna
a. solar wave
f. onde solaire
n. Sonnenwelle
r. sołniecznaja wołna

Wielkość pływu
a. tidal range
f. marée totale
n. Tidenhub
r. wieliczina priliwa

Amplituda pływu; amplituda fali pływowej
a. tide amplitude
f. amplitude de la marée
n. Tidenamplitude
r. amplituda priliwa i otliwa; priliwo-otliwnaja amplituda

Półprzypływ
a. half-tide
f. mi-marée
n. halbe Tide; halbe Flut; Mitte der Gezeit
r. połupriliw

Pływy wielkie, czyli syzygialne
a. spring tides; springs
f. marées de vive eau; grandes marés; vives eaux de syzygie
n. Springtiden; Springgezeiten; Syzygientiden; Syzygiengezeiten
r. sizigijnyje priliwy i otliwy

Pływy małe, czyli kwadraturowe
a. neap tides; neaps
f. marées de morte eau; petites marées; mortes eaux
n. Nipptiden; Nippgezeiten; taube Tiden; taube Gezeiten
r. kwadraturnyje priliwy i otliwy

Lunacja
a. lunation
f. lunaison
n. Lunation; Mondumlauf
r. łunacja

Miesiąc księżycowy, czyli synodyczny
a. lunar month
f. mois lunaire
n. Mondmonat
r. łunnyj miesiac

Pływy równonocne (ekwinoktialne)
a. equinoctial tides
f. marées d'équinoxe
n. Aequinoktialtiden; Aequinoktialgezeiten
r. rawnodienstwiennyje priliwy i otliwy

Pływy zwrotnikowe
a. tropic tides
f. marées tropiques
n. tropische Tiden; tropische Gezeiten
r. tropiczeskije priliwy

Pływy równikowe
a. equatorial tides
f. marées équatoriales
n. aequatoriale Tiden
r. ekwatornyje priliwy i otliwy

Nierówność pływów
a. inequality of tides
f. inégalité des marées
n. Ungleichheit der Tiden; Ungleichheit der Gezeiten
r. nierawienstwo priliwow i otliwow

Nierówność dobowa
a. diurnal inequality
f. inégalité diurne
n. tägliche Ungleichheit
r. sutocznoje nierawienstwo

Nierówność półmiesięczna
f. inégalité semi-mensuelle
n. halbmonatliche Ungleichheit
r. połumiesiacznoje nierawienstwo

Nierówność paralaktyczna
f. inégalité elliptique
n. parallaktische oder elliptische Ungleichheit
r. parałlakticzeskoje nierawienstwo

Nierówność wielkości
n. Ungleichheit in Höhe
r. nierawienstwo po wieliczinie

Nierówność w czasie
n. Ungleichheit in Zeit
r. nierawienstwo po wriemieni

Wiek pływu
a. age of tide
f. âge de la marée
n. Alter der Tide; Tidealter
r. wozrast priliwa

Księżycowy interwał pływu
a. lunitidal interval
n. Mondflutintervall; Hochwasserintervall
r. łunnyj promieżutok

Przyśpieszenie pływu
a. priming
f. gain de la marée; revif
n. Gezeitenverfrühung

Narastanie pływu; narastanie przypływu
a. rise of tide
f. montée da la marée
n. Steigen der Tide; Steigen der Flut
r. rost priliwnowo urownia

Opadanie pływu, opadanie odpływu
a. fall of tide
f. descente de la marée
n. Fallen der Tide; Fallen der Ebbe
r. opadanije priliwnowo urownia

Pływy prawidłowe
a. regular tides
f. marées régulières
n. regelmässige Tiden; regelmässige Gezeiten
r. prawilnyje priliwy i otliwy

Pływy nieprawidłowe
a. irregular tides
f. marées irrégulières
n. unregelmässige Tiden
r. nieprawilnyje priliwy i otliwy

Pływy półdobowe
a. semidiurnal tides
f. marées semi-diurnes
n. halbtägige Tiden; halbtägige Gezeiten; Halbtagsgezeiten
r. połusutocznyje priliwy

Pływy dobowe
a. diurnal tides
f. marées diurnes
n. eintägige Tiden; eintägige Gezeiten; Eintagstiden; Eintagsgezeiten
r. sutocznyje priliwy

Pływy mieszane
a. mixed tides
f. marées mixtes
n. gemischte Tiden; gemischte Gezeiten
r. smieszannyje priliwy

Pływy podwójne
a. double tides (lokalna nazwa podwójnego przypływu — agger, podwójnego odpływu — gulder)
r. dwojnoj priliw; dwojnoj otliw (podwójny przypływ w Białym Morzu posiada lokalną nazwę — manicha)

Mareograf
a. maregraph gauge; maregraph
f. marégraphe, maréographe
n. selbsttägiger Gezeitenpegel
r. mareograf

Wykres pływów
a. diagram of tides; marigram
f. graphique des marés
n. Gezeitendiagram
r. grafik priliwow i otliwow

Krzywa pływowa; krzywa poziomów pływu
a. tidal curve
f. courbe de marée
n. Gezeitenkurve; Tidenkurve
r. kriwaja priliwnowo urownia

Poziom zerowy
a. chart datum
f. zéro des cartes marines
n. Kartennull
r. nulewoj gorizont, nulewoj urowień

Wysokość przypływu
a. height of high water
f. hauteur de la pleine mer
n. Hochwasserhöhe
r. wysota priliwa

Wysokość odpływu
a. height of low water
f. hauteur de la basse mer
n. Niedrigwasserhöhe
r. wysota otliwa

Teoria pływów
a. theory of tides
f. théorie des marées
n. Gezeitentheorie; Tidentheorie
r. tieorja priliwow i otliwow

Statyczna teoria pływów
a. equilibrium theory of tides
f. théorie statique des marées
n. Gleichgewichtstheorie der Gezeiten
r. staticzeskaja tieoria priliwow i otliwow

Dynamiczna teoria pływów
a. dynamic theory of tides
f. théorie dynamique des marées
n. dynamische Theorie der Gezeiten, dynamische Gezeitentheorie, dynamische Tidentheorie
r. dinamiczeskaja tieoria priliwow i otliwow

Kanałowa teoria pływów
n. Wellen-, Kanaltheorie der Gezeiten
r. postupatielnaja tieoria priliwow i otliwow

Teoria stojących fal pływowych
n. Theorie auffassende die Gezeiten als stehende Wellen
r. kolebatielnaja tieoria priliwow i otliwow

Harmoniczna analiza pływów
a. harmonic analysis of tides
f. analyse harmonique des marées
n. harmonische Analyse der Gezeiten; harmonische Gezeitenanalyse
r. garmoniczeskij analiz priliwow i otliwow

Fikcyjny księżyc
a. ficticious moon
f. lune fictive
n. fiktiver Mond
r. fiktiwnyj miesiac

Fikcyjne słońce
a. ficticious sun
f. soleil fictif
n. fiktive Sonne
r. fiktiwnoje sołnce

Składnik pływu
a. tidal constituent
f. composante de marée
n. Tidenkomponente; Gezeitenkomponente
r. sostawlajuszczaja priliwa

Stałe harmoniczne pływów
a. harmonic constants of tides
f. constantes harmoniques des marées
n. harmonische Tidenkonstanten; harmonische Gezeitenkonstanten
r. garmoniczeskije postojannyje priliwow

Stała amplitudy
r. postojannaja amplitudy

Stała położenia
r. postojannaja położenija

Pływ częściowy
a. partial tide
f. marée partielle
r. czasticznyj priliw

Przepowiadacz pływów
a. tide predicter; tide-predicting machine
f. machine à calculer les marées
n. Gezeitenrechenmaschine
r. priliwopriedskazatielnaja maszina

Przypływowa różnica
a. tidal difference
f. différence de marée
n. Gezeitenunterschied

Kalendarz pływów
a. tide tables
f. annuaire des marées
n. Gezeitentafeln
r. jeżegodnik priliwow i otliwow

Czas portowy
a. establishment of the port
f. établissement du port
n. Hafenzeit
r. prikładnoj czas porta

Spółczynnik pływu
a. coefficient of tide
f. coefficient de marée
n. Tidenkoefficient
r. priliwnoj koefficjent

Wody pływowe
a. tidal waters
f. eaux maritimes
n. Tidengewässer
r. priliwnyje wody

Morze bez pływow; morze bezpływowe
a. tideless sea
f. mer sans marées
n. Meer ohne Gezeiten
r. biezliwnoje morie

Pływy rzeczne
a. river tides
f. marées fluviales
n. Flusstiden; Flussgezeiten
r. riecznyje priliwy i otliwy

Rzeka z pływami; rzeka pływowa
a. tidal river
f. fleuve à marées
r. rieka s priliwami

Morska strefa rzeki
a. tidal waters of a river
f. partie maritime d'un fleuve
n. Flussgeschwelle; Flutgebiet eines Flusses
r. morskoj uczastok rieki

Linia kotydalna; kotydala
a. cotidal line
f. courbe cotidale
n. Flutstundenlinie
r. sopriliwnaja linia; kotidalnaja linia; kotidal

Mapa kotydalna
a. cotidal chart
f. carte cotidale
r. kotidalnaja karta

SPOSTRZEŻENIA

PROBLEM KADR I BADAŃ NAUKOWYCH w dziedzinie czerpalnictwa i pogłębiarstwa

W związku z odzyskaniem po wojnie szeregu portów morskich wynikła konieczność utrzymania należytej głębokości żeglugowej i uruchomienia w tym celu szeregu robót pogłębiarskich. W wyniku działań wojennych znalazły się w basenach portowych różnego rodzaju przeszkody podwodne, które trzeba było natychmiast usuwać, aby żegluga mogła odbywać się bezpiecznie. Dla wykonania powyższych prac utworzono specjalne przedsiębiorstwo, przy czym okazało się, że pracowników technicznych tej gałęzi jest w naszym kraju katastrofalnie mało.

Wraz z postępującym wzrostem naszego tonażu handlowego niewątpliwie będą wzrastały potrzeby i wymagania odnośnie głębokości naszych portów i torów wodnych. W razie przebudowy Wisły na rzeczywistą drogę wodną, powstanie również konieczność prowadzenia intensywnych robót czerpalnych. Opierając się na warunkach w Związku Radzieckim, gdzie rocznie wydobywa się 100.000.000 m³ gruntu na drogach wodnych i w portach, należy sądzić, iż normalne roboty czerpalne nad utrzymaniem i konserwacją dróg wodnych i portów morskich w naszym kraju winny wynosić ok. 10.000.000 m³ gruntu rocznie*). W latach najbliższych, w razie przebudowy naszych śródlądowych dróg wodnych, ilość ta prawdopodobnie znacznie wzrośnie i przekroczy kilkunastokrotnie ilości obecne.

Równocześnie występuje palący problem robót podwodnych, i to nie tylko w dziedzinie morskiej, ale i na śródlądowych drogach wodnych, w zbiornikach, przy układaniu kabli i rurociągów przez przeszkody wodne itp.

Należy przypuszczać, że przy rozwoju żeglugi morskiej i śródlądowej winno być zatrudnionych w latach najbliższych co najmniej ok. 100 nurków.

Zarówno w okresie międzywojennym jak i obecnie, poza wykonawcami bezpośrednimi, zasadniczo nie było w zakresie prac nurkowych specjalistów o wykształceniu średnim i wyższym. Naukowców w tym zakresie nie mieliśmy i nie mamy wcale. Specjalistów wykonawców robót pod-

*) Powyższą tezę autora należy traktować jako tezę dyskusyjną (Przyp. Red.)

wodnych mamy w kraju zaledwie dwuch, w dziedzinie robót czerpalnych nieco więcej. W konsekwencji przeprowadzane u nas prace czerpalne i podwodne opierają się tylko na doświadczeniu praktycznym poszczególnych pracowników.

Poza uruchomionomi w r. 1949/50 w Szkole Inżynierskiej w Szczecinie wykładami, żadnych szkół zawodowych z tej dziedziny dotychczas nie ma. Powołanie do życia ośrodka naukowego i dydaktycznego z tej dziedziny winno nastąpić w najkrótszym czasie.

A jednak zarówno do opracowywania projektów technicznych jak i do robót wykonawczych należy przewidywać cały zastęp inżynierów i techników. Sprzęt, którym się operuje przy tego rodzaju pracach, jest wyjątkowo kosztowny i nieodpowiednia jego eksploatacja pociąga za sobą dotkliwe straty dla państwa.

Roboty czerpalne i podwodne w naszym kraju nie mają żadnej tradycji. Na odcinku morskim wykonawcami byli przeważnie obcokrajowcy, na śródlądziu w okresie międzywojennym rozpoczęto roboty czerpalne dla celów żeglugi, ale z powodu różnicy zdań co do ich celowości w ostatnich latach przed wojną robót tych zaniechano całkowicie.

W toku robót wykonawcy napotykają na różne trudności, których bez oparcia o ośrodek naukowy nie mogą pokonać, lub pokonują je przy dużym wysiłku, i sposobami bardzo kosztownymi.

W r. 1948 powołano do życia Dział Studiów w Przedsiębiorstwie Robót Czerpalnych i Podwodnych, lecz wskutek konieczności przerzucenia pracowników tego działu do prac wykonawczych, działalność jego została całkowicie wstrzymana. W związku z brakiem fachowców nasza literatura traktująca o tych robotach jest wyjątkowo uboga, obejmuje bowiem zaledwie kilka artykułów o robotach czerpalnych i nurkowych oraz skrypt o cięciu i spawaniu podwodnym. Literatura radziecka na ten temat jest bardzo obfita i wyczerpująca.

Najbardziej predestynowana do stworzenia odnośnego ośrodka naukowego w Polsce jest Politechnika Gdańska; w ramach powołanego do życia Instytutu Wodnego winna być uruchomiona komórka naukowo-badawcza, która zajmowałaby się zarówno stroną dydaktyczną, jak i badaniami naukowymi problemów związanych z robotami czerpalnymi i podwodnymi.

Problemy te są bardziej skomplikowane aniżeli zdawało by się na pierwszy rzut oka. Zarówno roboty czerpalne jak i podwodne wymagają rozwiązywania coraz to nowych zagadnień. Łączą się one bardzo ściśle z procesami brzegowymi z jednej, oraz ze zmiennymi warunkami hydrologiczno-meteorologicznymi z drugiej strony. Roboty nurkowe przy podnoszeniu wraków, przy odbudowie budowli hydrotechnicznych, przy układaniu kabli, rurociągów itp., odbywają się z zasady w warunkach nie powtarzających się. Wykonawcy — poza sztuką samego nurkowania — muszą być obznajomieni z innymi dziedzinami techniki, jak z budownictwem okrętowym, budownictwem morskim, telekomunikacją itp. Ponadto przy robotach podwodnych szczególnie jaskrawo występuje konieczność znajomości wpływu zwiększonego ciśnienia powietrza na ciało nurka. Z tego względu tą problematyką winna zainteresować się również i medycyna.

W żadnym wypadku nie można powiedzieć, że wszelkie zagadnienia robót czerpalnych zostały ostatecznie rozwiązane. Przykładem zagadnienia nie rozwiązanego są roboty na Zalewach; napotykamy tam warstwy płynnego mułu, który po wykonaniu rynny z powrotem ją zapełnia, uniemożliwiając żeglugę dla większych statków.

Tego rodzaju gruntu mamy w naszych warunkach bardzo dużo. Przeprowadzenie badań celem rozwiązania z pomyślnym skutkiem chociażby tego jednego zagadnienia dałoby państwu niewątpliwe korzyści, znacznie przewyższające poniesione koszty.

Inż. Józef Karwowski

CZTERY UCHWAŁY KOMITETU POSTĘPU TECHNICZNEGO

Realizacja sześcioletniego planu rozwoju gospodarczego i budowy podstaw socjalizmu w Polsce uwarunkowana jest dużym wzrostem zdolności produkcyjnej w przemyśle, rolnictwie i innych dziedzinach wytwórczych, co z kolei jest możliwe jedynie przy najszerszym stosowaniu zdobyczy postępu technicznego.

Jest to podwalina wzrostu produkcji nie drogą obciążenia robotnika cięższą pracą fizyczną, czy też pracą w szkodliwych dla zdrowia warunkach, lecz drogą stosowania mechanizacji procesów produkcyjnych, automatyzacji obsługi i kontroli urządzeń, elektryfikacji i wielu innych usprawnień. Słowem wszelkie odmiany wytwórczości polskiej przejść muszą przełom od prymitywu starych metod do metod najnowszych.

Postęp techniczny winien w krótkim czasie przeniknąć wszędzie, lecz nie może się to stać w sposób dowolny, bez doboru nie tylko samych zdobyczy, lecz i porządku ich stosowania u nas. Jest rzeczą jasną, że postęp ten musi być kierowany z punktu widzenia racjonalności i poprawności toku stosowania. Wiemy jednak, na jakie opory trafiają nowe metody wśród licznych rutynistów, którzy, bądź z obawy i nieznajomości rzeczy nowych, bądź z niechęci podejmowania reform kłopotliwych pod względem administracyjnym, usiłują częstokroć odsunąć najdalej te kłopoty. Można więc z góry przewidzieć konieczność stosowania nie tylko samych nakazów, lecz i nacisku, aby były one wykonywane.

Pieczę nad tokiem wdrażania postępu technicznego ma Komitet Postępu Technicznego, powołany przez Komitet Ekonomiczny Rady Ministrów. Komitet ów, pod przewodnictwem wiceprzewodniczącego P.K.P.G. min. E. Szyra, powziął już szereg uchwał, ujmujących pewne zagadnienia postępu technicznego i nakazujących stosowanie określonych metod w skali państwowej — za pośrednictwem Departamentu Techniki P.K.P.G.

Omówimy poniżej 4 następujące uchwały (z dnia 20 maja 1950):

1. W sprawie zaopatrzenia zakładów pracy w urządzenia i instalacje kontrolne i sterujące

Uchwała ta ma na celu zaopatrzenie przemysłu w aparatury pomiarowe (z wyłączeniem pomiarowych narzędzi warsztatowych) rejestrujące i nierejestrujące, kontrolne i sterujące, działające z bliska i z odległości, oraz wszelkie samoczynne.

Chodzi tu o pomiar i kontrolę oraz sterowanie ciśnień, przepływów, temperatur, poziomów, wielkości elektrycznych, analiz itp., zwłaszcza w kotłowniach i piecach grzewczych.

Obowiązek ustalenia rodzaju, typów i liczby tych urządzeń oraz ich wprowadzenia do przemysłu ma Ministerstwo Przemysłu Ciężkiego. Ma ono również ustalić plan zakupu w latach 1950 i 1951 oraz plan na 6-lecie, przy czym wiele z tych instalacyj ma być produkowanych w kraju.

Będzie utworzona specjalna instytucja dla instalowania i projektowania instalacji tych aparatów, dla ich konserwacji i szkolenia personelu obsługi.

Szereg konstruktorów uda się za granicę dla doszkolenia w tej specjalnej dziedzinie.

2. W sprawie organizowania komórek normalizacyjnych w resortach gospodarczych

Komórki takie mają powstać we właściwych departamentach ministerstw gospodarczych oraz w podległych przedsiębiorstwach, zakładach, instytutach i jednostkach administracyjnych. Do zakresu pracy komórek normalizacyjnych należy opracowywanie norm wewnętrznych, opiniowanie projektów norm opracowywanych przez PKN, kontrola nad stosowaniem norm wewnętrznych i PN we własnych instytucjach, współdziałanie z racjonalizatorami w zakresie prac normalizacyjnych, akcja szkoleniowa, komplet wzorcowy norm itd.

Instytucje będą współpracowały z PKN przez delegowanie pracowników do prac w komisjach, udzielanie komisjom opinii o normach, udzielanie informacyj i materiałów do opracowywania projektów norm itp.

Instytuty i zakłady mające laboratoria mają obowiązek odpłatnie wykonywać dla PKN prace badawcze i sprawdzanie norm.

3. W sprawie tworzenia stacyj mikrofilmów i fotokopii dla potrzeb życia gospodarczego

Główny Instytut Dokumentacji Naukowo-Technicznej otrzymał zadanie ustalenia w porozumieniu z Dep. Techniki PKPG. rozmieszczenia w kraju stacyj mikrofilmów i fotokopii oraz wyboru jednolitych typów aparatur. Aparatury te będą importowane i przydzielane wytypowanym instytucjom, przy czym przewiduje się na ten cel możność uzyskania dodatkowych kredytów inwestycyjnych na rok 1951.

Ministerstwo Handlu Zagranicznego przyśpieszy i ułatwi import aparatury tak, aby stacje rozpoczęły prace najpóźniej od połowy 1951 r. Równocześnie w kraju zostanie uruchomiona produkcja odpowiednich materiałów chemicznych dla laboratoriów fototechnicznych i mikrofilmów, a także niektórych urządzeń, jak aparaty do czytania mikrofilmów (lektory), których w planie 6-letnim wyprodukuje się ok. 10 tysięcy.

Równolegle z tymi czynnościami odnośnych resortów i władz zostanie wydana instrukcja w sprawie gospodarki mikrofilmami, poczem instytucje i przedsiębiorstwa państwowe przystąpią w miarę możności do wykonania w postaci mikrofilmów dokumentacji rezerwowej dla przechowywania i ochrony prac konstrukcyjnych, metod produkcji itd.

Uchwała ta wprowadza w naszym przemyśle i w gospodarce nowe metody ochrony, reprodukcji i wykorzystania dokumentacji naukowej i technicznej. Jak wiadomo, mikrofilm, sporządzony np. z dużego dzieła naukowego przez kolejne fotografowanie na filmie jego stron w małym formacie, może być powielany i rozesłany do wszystkich ośrodków.

Miejsce grubych tomów zajmują małe szpulki filmu, łatwe do przechowania, przesyłania i ochrony. Film taki czyta się na ekranie aparatu (lektora) o niedużych wymiarach, który czytający ustawia przed sobą na stole i przesuwa kolejne klatki filmu. Jest to doniosłe ułatwienie szerokiego wykorzystania trudno dostępnych dzieł, obliczeń, rysunków itp. dokumentów.

Również fotokopie i inne rodzaje techniki reprodukcyjnej są niezbędne dla pracy naukowej i popularyzacji wiedzy. Dlatego uchwała o utworzeniu takich stacyj w kraju konkretnie wprowadza postęp w wielu dziedzinach.

Jeśli chodzi o teren wybrzeża, to taka stacja już została utworzona, chociaż jeszcze nie posiada ona aparatury dla mikrofilmów. Jest to laboratorium utworzone przez Morski Instytut Techniczny w Gdańsku, które już od początku 1950 r. prowadzi prace reprodukcyjne dla opracowań naukowo-technicznych, tłumaczeń artykułów źródłowych itd. Laboratorium fototechniczne M.I.T. rozwinie się niebawem do rozmiarów poważnej placówki, zaopatrzonej w kompletną i najnowocześniejszą aparaturę dla fotokopii, reprodukcji, filmu i mikrofilmu.

4. W sprawie stosowania promieni podczerwonych do suszenia i grzania

Stosowanie promieni podczerwonych dla celów przemysłowych rozpowszechniło się w ostatnich czasach we wszystkich technicznie przodujących krajach. W ZSRR. jest ono również szeroko wprowadzone i wykazuje duże zalety technologiczne oraz daje różnorodne korzyści.

Zakres stosowania tych promieni jest bardzo rozległy i obejmuje: suszenie mniejszych części lakierowanych masowej produkcji, form odlewniczych, mas ceramicznych przed nałożeniem glazury, suszenie wielu rozmaitych wyrobów i produktów w przemyśle spożywczym, chemicznym, papierniczym, klejowym, włókienniczym, gumowym, mas sztucznych itd.

Nowa ta technika suszenia lub grzania daje oszczędność czasu roboczego przez kilkakrotne przyśpieszenie procesu suszenia oraz przez wyeliminowanie wstępnego podgrzewania pieca, co jest nieodzowne przy innych metodach. Następnie dzięki tej technice uzyskuje się oszczędność miejsca w warsztatach, ze względu na możliwość włączenia procesu suszenia lub grzania do ogólnego procesu produkcyjnego, którym można precyzyjnie kierować, a nawet można go zautomatyzować.

Aparatura jest prosta — składa się z baterii żarówek specjalnych w reflektorach, zainstalowanych w odpowiednich do celu komorach lub piecach. Żarówki te są trwałe i pracują ponad 5.000 godzin; zatem koszty instalacji są niewysokie. Taką instalację łatwo jest przestawić na nowy rodzaj produkcji i na inną metodę, czyli jest ona elastyczna w tym względzie.

Wszystkie te zalety dają wysokie oszczędności, wobec czego metoda ta ma być w Polsce rozpowszechniona w najkrótszym czasie.

Uchwała Komitetu Postępu Technicznego stawia odnośnym resortom zadanie uruchomienia całego cyklu prac zmierzających do szybkiego wprowadzenia promieni podczerwonych do przemysłu. Przede wszystkim utworzona zostanie odpowiednia placówka naukowo-badawcza oraz opracowane zostaną konstrukcje typów stojaków i innych części instalacji. Następnie ustalone zostaną typy pieców z transporterami dla małych części lakierowanych. Żarówki promieniowania podczerwonego i reflektory będą produkowane w kraju, a próbne ich serie mają być zbadane do końca r. 1950. W ciągu r. 1951 wypracowane zostaną metody i wnioski co do praktycznego wprowadzenia ich przez ministerstwa: Przemysłu Ciężkiego, Przemysłu Lekkiego oraz Przemysłu Rolnego i Spożywczego, wraz z planami finansowo-inwestycyjnymi co do tej metody. Terminarz tych badań i prac na r. 1951 jest bardzo szczegółowy i dowodzi ważności zagadnienia .

Omówione cztery uchwały Komitetu Postępu Technicznego są nowym przejawem prężności centralnego kierownictwa w sprawach stosowania osiągnięć nauki i techniki do toku pracy przemysłu. Są to uchwały doniosłe, i na pewno nie ostatnie. Zmierzają one drogą konkretnych nakazów do realnego podniesienia poziomu technicznego zakładów z różnych gałęzi przemysłu, w skali całego państwa równocześnie. Należało by sobie życzyć, by realizacja tego zamierzenia poszła szybko i nie doznała zahamowań na skutek wąskich gardeł i trudności importowych aparatur precyzyjnych.

Witur.

PROBLEMY I WYDARZENIA

SPRAWA OSUSZENIA ZALEWU WIŚLANEGO

Pod takim tytułem ukazało się w kwart. „Jantar“*) opracowanie Józefa Nierody, w którym autor daje krótki zarys niemieckich materiałów odnośnie sprawy osuszenia Zalewu Wiślanego, których poznanie winno być — zdaniem autora — wstępnym etapem prac przygotowawczych przed przejściem do ewentualnych projektów polskich w tym względzie.

Pierwszy projekt osuszenia Zalewu i przebicia Mierzei Wiślanej dla utworzenia drogi wodnej do Elbląga opracował budowniczy gdański Licht w roku 1874. Myśl tę podjęto dopiero po wojnie lat 1914 — 1918. Sprawą zainteresował się magistrat Elbląga, który też w r. 1928 przystąpił do zbadania technicznych możliwości owego pomysłu. Powstało wówczas parę projektów, na których czoło wysunął się szczegółowo opracowany projekt inż. Dromtry i Jauera, wydany drukiem pt. „Denkschrift über die Trockenlegung des Frischen Haffs und den Durchstich durch die Frische Nehrung bei Kahlberg“ (Elbląg, 1932). Jakie są główne założenia tego projektu?

Przewidywał on osuszenie zachodniej części Zalewu Wiślanego, od Piławy do granicy b. Wolnego Miasta Gdańska, obejmującej 542 km², a więc ok. 63% całego obszaru Zalewu Wiślanego. Jednocześnie przewidywał budowę drogi wodnej Elbląg — Łysica (Kahlberg) dla dużych statków morskich, co miało przyczynić się do gospodarczej aktywizacji Elbląga jako portu morskiego, i kanału przybrzeżnego dla statków małych.

Obszar, który miał być osuszony, podzielono na trzy poldery: I — od wschodu ograniczony byłby kanałem Elbląg — Łysica, II — środkowy — sięgać miał na wschodzie ujścia rzeki Pasłęki, III — wschodni miał obejmować resztę, tj. sięgałby Piławy. Pomiędzy II i III polderem wybudowany byłby wał. Mniej więcej po środku osuszonego Zalewu biegłby główny rów odwadniający, do którego prostopadle dochodziłoby ok. 30 rowów doprowadzających, a równolegle biegłyby rowy odwadniające. Projekt przewidywał budowę 5 stacyj pomp o 14 pompach. Koszt robót odwadniających (budowa rowów, pomp, grobli między polderem II i III oraz jednorazowe wypompowanie polderów) obejmował kwotę 9.651 tys. RM, a czas trwania pracy określono na 1.346 tys. 8-godzinnych dni pracy robotnika.

Drugą grupę robót stanowiłyby prace przy budowie dróg wodnych. Kanał Łysica — zachodnie molo portu elbląskiego (u ujścia rzeki Elbląg) miałby 8 km długości i 6 m głębokości. Wzdłuż „odlądowego“ wybrzeża Zalewu biegłaby droga wodna Elbląg — Piława oraz w kierunku zachodnim droga do rzeki Szkarpawy**) (stąd połączenie z Gdańskiem). Koszt tych prac (roboty bagrownicze, groble, zmiana ujścia rzeki Pasłęki, śluza w porcie Nowa Pasłęka, przekop koło Łysicy) oceniono na 23.750 tys. RM, a czas trwania prac na 3.009 tys. dni.

Wreszcie trzecia grupa robót, to prace przy budowie dróg lądowych. Przewidywano 9 mostów (koło Tolkmicka i Łysicy, reszta przez główny rów odwadniający) i 300 km szos w polderach, biegnących wzdłuż rowów odwadniających. Ta grupa robót miałaby kosztować 10 mil. RM, a czas trwania prac miał wynosić 815 tys. dni (wliczono w to również rowy doprowadzające).

Łącznie więc całe przedsięwzięcie miałoby kosztować 45 mil. RM. Czas trwania wyniósłby, zależnie od tego, czy roboty byłyby prowadzone stopniowo, czy też równocześnie, 6 — 10 lat po 200 dni. W wypadku rozłożenia robót na 7 lat, musiano by zatrudnić ok. 3 tys. robotników rocznie.

Inż. Dromtra i Jauer nie przewidywali specjalnych trudności technicznych w tym przedsięwzięciu. Według nich, dno Zalewu pokryte jest kilkumetrową warstwą gliniastego mułu, która po odwodnieniu będzie naturalną ochroną przeciw wodom gruntowym; od strony morza teren osuszony byłby dostatecznie chroniony przez Mierzeję Wiślaną (szeroką od 0,5 do 1,7 km); materiał potrzebny do budowy (gliny, kamienie, faszyna) znajduje się na miejscu. Teoretyczne możliwości oceniono więc całkowicie pozytywnie. Koła elbląskie silnie podkreślały przy tym, że prace techniczne przy osuszeniu Zalewu Wiślanego byłyby dużo łatwiejsze niż prace przy osuszaniu np. Zuidersee, co potwierdził Bruno Paul w swej pracy pt. „Die Trockenlegung der Zuidersee und die Landgewinnung in Deutschland“ (Berlin — Lipsk, 1935). Grały tu rolę następujące względy: planowana do osuszenia powierzchnia Zuidersee była trzykrotnie większa niż odpowiednia powierzchnia Zalewu Wiślanego; stosunkowo niewielka głębokość Zalewu (maksimum 5 m, podczas gdy w Zuidersee dwa razy więcej); stosunkowo małe zasolenie (średnio 3,5‰, gdy w Zuidersee od 0,5 do 2%); brak na Zalewie przypływów i odpływów, które istnieją na Zuidersee.

Tyle o technicznej stronie przedsięwzięcia.

Jeśli chodzi o korzyści, to są one dwojakiego rodzaju: hydrologiczne i ekonomiczne. Ponieważ wiatry NE powodują w południowej części Zalewu duże spiętrzenia wody, a tamtejsze wały ochronne nie przekraczają na ogół 160 cm, podczas sztormów najczęściej zachodzi poważne niebezpieczeństwo powodzi; przez osuszenie Zalewu i budowę odpowiednich kanałów odpływowych dla wód napływających z głębi lądu niebezpieczeństwo to byłoby usunięte, bez potrzeby podwyższania wałów.

Jeśli chodzi o korzyści ekonomiczne, to przez odwodnienie Zalewu osiągnęło by się 218 tys. mórg ziemi uprawnej o wysokowartościowej glebie, której małe zasolenie może pozwolić na natychmiastową uprawę. Inż. Dromtra i Jauer obliczyli, że roczny wpływ brutto z owej ziemi wyniósłby ponad 42 mil. RM, czyli dorównywałby prawie całości wydatków na odwodnienie. Na odwodnionym terenie można by osiedlić na 20-morgowych gospodarstwach 9.792 rolników, na 5-morgowych — 2.742 rzemieślników i rybaków oraz, niezależnie od tego, 522 rodziny innych zawodów. Poza tym odwodnienie Zalewu uzdrowiłoby tamtejsze rybołówstwo, a to przez przemieszczenie części rybaków na Mierzeję Wiślaną (w oparciu o port Łysica), gdzie zajęliby się o wiele bardziej intratnymi połowami bałtyckimi; część rybaków łowiłaby na kanałach (mając dodatkowo 5-morgowe gospodarstwa), inni osiedliliby się na 20-morgowych gospodarstwach, zarzucając rybołówstwo. Podkreślono przy tym, że rybołówstwo na Zalewie jest nieopłacalne dla gospodarki państwowej, a poziom materialny rybaków, mimo subsydiów, niski.

Argumentacja korzyści ekonomicznych, wynikających z wartości gleby, jaką uzyskało by się po osuszeniu, jest słaba. Przy ocenie tej wartości opierano się głównie na mało szczegółowych i dokładnych badaniach geologa Hesse von Wichdorffa z roku 1927, na borowaniach sprzed pierwszej wojny światowej oraz na rezultatach bagrowania. Paul w cytowanej wyżej pracy wyraża się bardzo ujemnie o jakości dna Zalewu, którego największa część przedstawia się jako dno piaszczyste, przykryte tylko cienką warstwą nanoszonego przez rzeki mułu; w przeciwieństwie do Zuidersee, brak tam warstw mułu o większej grubości użytkowej. Podobnie wypowiedział się Joachim Schulze w krótkiej pracy pt. „Deutsche Siedlung“ (Stuttgart, 1937), opierając się w tym względzie na geologu Pratje i na jego pracy pt. „Neuland aus dem Frischen Haff?“ (umieszczonej w mies. „Siedlung und Wirtschaft“ z r. 1935): przeprowadzenie 3.800 głębokich i 1.600 płytkich borowań w Zalewie Wiślanym i Kurońskim wykazało tylko małowarto-

---

*) „Jantar“, organ Instytutu Bałtyckiego, zesz. 3/4 z lipca — grudnia 1949 r., str. 206 — 215.

**) Użyte przez nas nazwy rzek: Elbląg (dotychczas używana nazwa — Elblążka) i Szkarpawa (Wisła Elblaska), ustalone zostały Rozporządzeniem Ministra Administracji Publ. z dnia 11 lutego 1949 r. (zob. „Monitor Polski“, nr A — 17 z dnia 28.3 1949 r., poz. 225).

ściową piaszczystą glebę, podlegającą stale zasoleniu (na skutek przenikania przez Mierzeję Wiślaną 1% słonej wody z Bałtyku).

Po przedstawieniu poglądów autorów niemieckich na zagadnienie osuszenia Zalewu Wiślanego, autor streszczanego artykułu przechodzi do sprawy wartości tych prac dla potrzeb polskich.

Nasze zainteresowania sprawą osuszenia Zalewu Wiślanego mieszczą się na innej płaszczyźnie niż zainteresowania Niemców. Zagadnienie korzyści ekonomicznych w dzisiejszej konstelacji stosunków gospodarczych układa się zupełnie inaczej: niepotrzebne jest obecnie zdobywanie nowych terenów osiedleńczych i całkowicie odpada sprawa aktywizacji Elbląga jako portu morskiego***), z czym złączony był projekt budowy drogi wodnej Elbląg — Łysica i przekopu Mierzei Wiślanej.

Oczywiście, że w wypadku pozytywnej oceny wartości gleby sprawa osuszenia Zalewu mogłaby nabrać poważnego znaczenia ekonomicznego, bowiem w bliskim zapleczu planowanego wielkiego kompleksu portowo-miejskiego Gdańsk — Sopot — Gdynia****) utworzony byłby obszar o dobrej, podobnej Żuławom glebie, obszar, który dla aprowizacji tego zespołu miejskiego powinien mieć duże znaczenie.

Wobec sprzecznych opinii co do wartości gleby dna Zalewu i braku nowych badań geologicznych, sprawy osiedleńcze winny być odsunięte przy rozpatrywaniu całego projektu na plan dalszy i — jak już zaznaczono — projekt ten winien być rozpatrywany głównie z punktu widzenia potrzeby technicznego zabezpieczenia przed powodziami Żuław Wiślanych i Elbląskich.

Osuszenie Zalewu byłoby przejściem z dotychczasowej obrony biernej przed morzem, obrony wyrażającej się w budowie, podwyższaniu i konserwacji wałów, do obrony czynnej, tj. do zaatakowania morza na jego własnym terenie.

Warto zaznaczyć, że względy techniczne, nie zaś ekonomiczne mogą być też decydujące, jeśli chodzi o ewentualną potrzebę przebicia Mierzei Wiślanej koło Łysicy. Chodziło by mianowicie o utworzenie dla wód obszaru odpływowego Zalewu krótkiej drogi odpływowej do Bałtyku, nie zaś o aktywizację gospodarczą Elbląga jako portu morskiego*****).

„Możliwość techniczna wykonania prac odwadniających w świetle doświadczeń zagranicznych — pisze w zakończeniu mgr J. Nieroda — nie budzi wątpliwości. W literaturze niemieckiej, nawet przeciwnej osuszeniu, nie spotyka się argumentu trudności technicznych. Również i możliwości ekonomiczne, tzn. zdolność dostarczenia przez państwo środków finansowych, materiałowych, pracy ludzkiej w świetle projektów niemieckich nie nasuwają zasadniczych wątpliwości. Zmniejszenie zakresu prac w wyniku mniejszej powierzchni do osuszenia oraz odpadnięcie przekopu powodują mniejszy nakład środków, a więc zwiększają możliwości ekonomiczne wykonania. Stąd celowość traktowania sprawy jako problemu praktycznych badań, mających za zadanie dostarczenie argumentów dla ostatecznych w tej sprawie decyzji, zdaje się nie ulegać wątpliwości".

Przed technikami wybrzeża otwiera się przeto wdzięczne pole do działania.

(Streścił: **Zygm. Brocki**)

***) Zob. protokół posiedzenia narady Studium Społeczno-Gospodarczego Instytutu Bałtyckiego na temat: „Potrzeby i możliwości rozwojowe małych portów polskiego wybrzeża" z dnia 27 sierpnia 1949 r. (maszynopis powielany, wrzesień 1949 r., szczególnie str. 9) wraz z referatem m-gra J. Nierody pt. „Znaczenie elementów ludnościowych dla planowania małych portów i miast portowych" (szczególnie str. 30); o tym samym zob. także: „Jantar", zesz. 3/4 z roku 1949, str. 197: w sprawie tej zob. również: „Dziennik Bałtycki", nr 357 z dnia 29 grudnia 1949 roku, str. 3, art. pt. „Drogi rozwojowe portu elbląskiego".

****) Zob. np. studia i materiały Biura Planu GD Rejonowej Dyrekcji Planowania Przestrzennego, Gdańsk. O tym także w nr 11/12 „Technika Morza i Wybrzeża" z listopada — grudnia 1948 r. (szczególnie art. pt. „Opis regionalnego planu zagospodarowania przestrzennego zespołu portowo — miejskiego Gdańsk — Gdynia", str. 13 — 25).

*****) Por. ods. ***)

NOWE POMYSŁY RADZIECKICH HYDROTECHNIKÓW

Imponujący rozwój budownictwa Związku Radzieckiego w okresie powojennym charakteryzuje się całym szeregiem nowych pomysłów we wszystkich dziedzinach sztuki inżynierskiej. Prawie każdy zeszyt czasopism technicznych przynosi opis wcielanych w życie nowych idei radzieckich budowniczych, idei zmierzających konsekwentnie do jak największego uproszczenia i potanienia wykonywanych konstrukcji. Z najbardziej nas interesującej dziedziny budownictwa morskiego umieściłem niedawno na łamach niniejszego pisma obszerną notatkę o zapuszczaniu stalowych ścianek szczelnych przez wibrowanie; dziś chciałbym poinformować czytelników o dwu nowych pomysłach radzieckich: o nowej **metodzie budowy slipów rzecznych**, oraz o **pływających pochłaniaczach fal**.

O pierwszym pomyśle pisze nam wynalazca inż. Krasin w 3 numerze periodyku „Riecznoj Transport".

Jak wiadomo, najbardziej kosztowną częścią slipu jest jego część podwodna, pochłaniająca do 84% kosztów całej konstrukcji. Koszt grodzy przy prowadzeniu robót na sucho przewyższać może, i to znacznie, koszt samego slipu, przy czym wydatki na wykonanie grodzy są całkowicie stracone, gdyż jest to konstrukcja prowizoryczna, potrzebna tylko na czas prowadzenia robót. Poza olbrzymimi kosztami, konieczność jej wykonania pociąga za sobą duże opóźnienie robót, rozciągając je na 2 lata i dłużej.

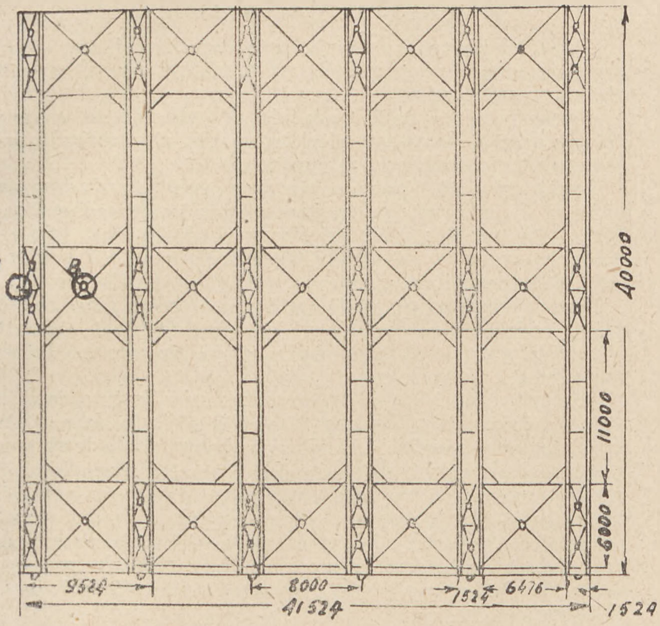
W świetle tych uwag sposób przedłożony i już zastosowany przez autora omawianego arykułu przedstawia się dość rewelacyjnie.

Sposób polega na tym, że wszystkie tory wyciągu montowane są na brzegu, na płaskiej stalowej ramie, poczem całą ramę spuszcza się do wody na przygotowane podłoże żwirowe. Przy spuszczaniu do wody rama zawieszona jest na pontonach, z których przy pomocy wind można regulować jej położenie i pochylenie i stopniowo osadzać na wyrównanym i ubitym podłożu. Zastosowanie sztywnej ramy łączącej ze sobą kilka torów gwarantuje zachowanie jednakowych odstępów między nimi.

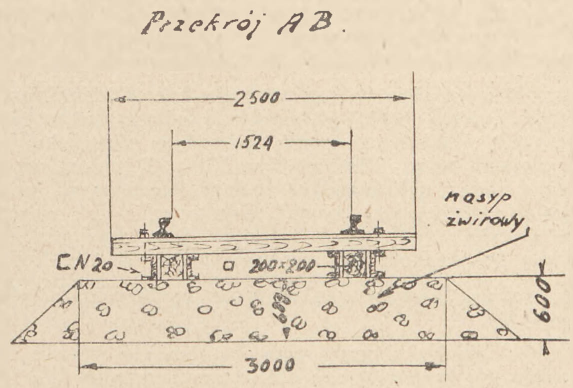
Rama składa się z belek podłużnych, połączonych ze sobą w płaszczyźnie poziomej za pomocą poprzecznych i skośnych wiązań z żelaza kątowego. Sama belka składa się z dwóch dwuteówek lub ceowych dźwigarów Nr 20 i zaciśniętej między nimi kantówki drewnianej o odpowiednio dobranym przekroju. Do belek głównych przyśrubowane są podkłady drewniane, do których mocuje się szyny. Doświadczenie wykazało, że takie prefabrykowane wyciągi można układać bardzo szybko i dokładnie . Rys. 1 pokazuje konstrukcję ramy w rzucie, rys. 2 — w przekroju.

Dla zagwarantowania należytej pewności pracy slipu podłoże, na którym układana jest rama, powinno wykazywać jak najmniejsze tendencje do osiadania. W tym celu zastosowano specjalny podwodny wibrator elektryczny pomysłu inż. Krasina, który dał znacznie lepsze rezultaty niż dotychczasowe wyrównywanie podłoża przez nurków w podobnych wypadkach.

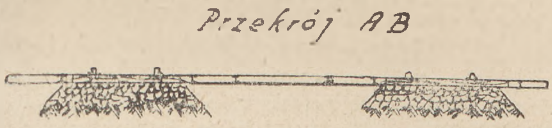
Poza prostotą i łatwością montażu, wyżej opisana konstrukcja posiada jeszcze tę zaletę, że pozwala bez trudu dobrać potrzebne naprężenie pod belką główną, gdyż jest to kwestia tylko wymiarów drewnianej kantówki, umieszczonej między ceówkami. Przez zwiększenie szerokości kantówki można także osiągnąć mniejszą grubość warstwy żwirowej, a nawet, w wypadku odpowiednio zwartego gruntu, w ogóle bez niej się obejść.



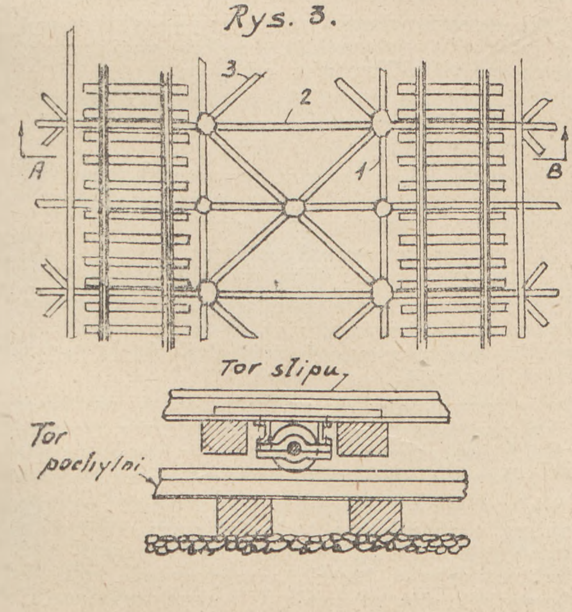
Rys. 1.



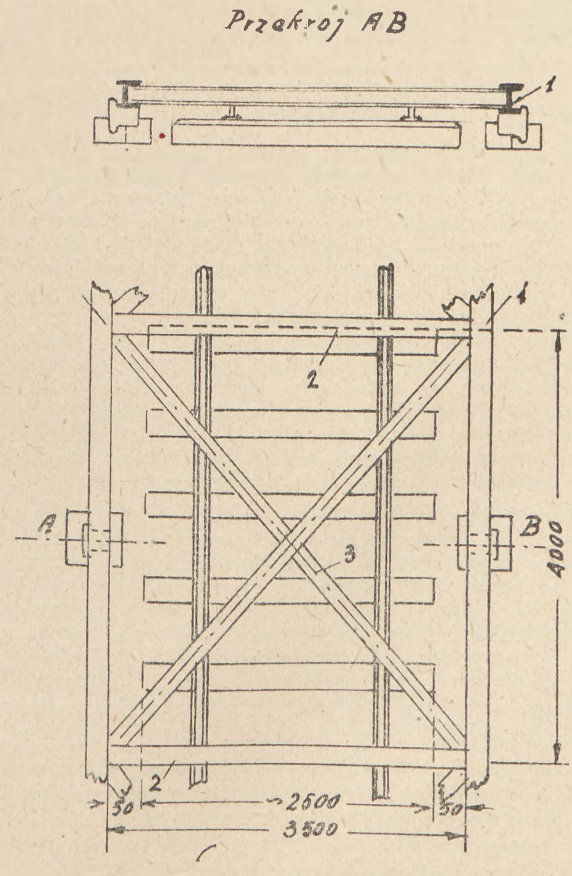
Rys. 2.



Rys. 3.



Rys. 4.



Rys. 5.

Poza wyżej opisaną konstrukcją, zostały zaprojektowane przez tegoż autora jeszcze dwie jej odmiany, z których pierwsza polega na tym, że stalowa rama nie posiada belek podłużnych, przekazujących obciążenie na podłoże żwirowe. Tę rolę spełniają podkłady. Konstrukcja ta ustępuje, oczywiście, poprzedniej pod względem dokładności i łatwości ustawienia jej pod wodą, ale za to sama rama jest prostsza, lżejsza i może być wykonana z materiału, który znajduje się pod ręką, nawet ze starych szyn. Ramę montuje się również na brzegu, ale dla spuszczenia na wodę wymaga ona specjalnej pochylni i kół, po których stacza się ją do wody; w wodzie podchwytywana jest tak samo przez pontony. Kółka wymontowuje się w miarę wysuwania się ramy na wodę. Rys. 3 ilustruje opisaną konstrukcję, a rys. 4 urządzenie pomocniczych kół.

Przy drugiej odmianie autor zastosował ramę, z której

korzysta tylko w czasie montażu i spuszczania na wodę konstrukcji slipu. Ustawia się ją nie pod torami wyciągu, lecz nad nimi tak, że może być wyciągnięta z powrotem na tych samych rolkach i kilkakrotnie jeszcze użyta. W wypadku konieczności cały slip może być wyciągnięty z powrotem na ląd. Rama jest pokazana na rys. 5.

Pierwszy slip według pomysłu inż. Krasina został wykonany w r. 1949 bez grodzy i odpompowywania wody w ciągu 6 miesięcy (część podwodna). Specjalna komisja powołana przez Ministerstwo Floty Rzecznej prowadziła przez dwa i pół miesiąca badania, mające na celu ustalenie przydatności nowej konstrukcji do eksploatacji; w wyniku tych badań zalecono do stosowania zarówno samą konstrukcję jak i sposób jej wykonania.

Na rok bieżący zaplanowano budowę 10 slipów tego pomysłu.

W związku z powyższym nasuwa się pytanie, czy nie można by przystosować opisanych pomysłów dla naszych potrzeb. Rzecz jasna, że w rachubę będą tu wchodziły przede wszystkim wyciągi dla statków rybackich o małym ciężarze. Nie jest wykluczone jednak zastosowanie takich prefabrykowanych slipów do statków również o większym tonażu. Na stoczniach o dużym nasileniu robót mogłyby one być wykorzystane w celu odciążenia ciężkich slipów, które byłyby wtedy przeznaczone wyłącznie do budowy, czy też do remontu dużych jednostek. Wobec prostoty i niewielkich kosztów wykonania, sprawa zasługuje na to, aby ją wzięli pod wszechstronną rozwagę nasi stoczniowcy i hydrotechnicy.

Drugą, nie mniej ciekawą, ideę omawia na łamach Nr 14 czasopisma „Morskoj Fłot" znany badacz morza dr Zenkowicz.

Porusza on sprawę ochrony portów przed zamulaniem i na podstawie badań przeprowadzonych przez Instytut Oceanologii ANSSR dochodzi do wniosku, że, aby spowodować akumulację osadów przy brzegu i na dnie w strefie działania fal, zupełnie nie potrzeba budować jednolitej przegrody. Wystarczy w wielu wypadkach tylko częściowe, niewielkie zmniejszenie energii fal, aby wywołać osiadanie niesionego przez te fale rumowiska. Wobec powyższego dr Zenkowicz proponuje wykonanie **„pochłaniaczy fal"** (wołnogasitieli) w postaci lekkich pływających parawanów, umocowanych na kotwicach i rozstawionych jeden od drugiego w odległościach stanowiących $1/2$ długości fal, średnich dla danego obszaru. Na skutek takiego rozmieszczenia każda para połączonych ze sobą parawanów będzie pracowała kolejno na ściskanie i rozciąganie.

Parawany takie należało by ustawiać przed portem, aby nie dopuścić do zamulenia wejścia przez akumulację osiadającego rumowiska. W miarę rozwoju tego procesu można „pochłaniacz fal" stopniowo przesuwać w morze, wyciągając od brzegu szeroką mierzeję. Gdyby rozmywanie dna po drugiej stronie parawanu zaczynało grozić portowym konstrukcjom hydrotechnicznym (doświadczenie wykazuje, że należy zawsze liczyć się z tym), wystarczy nieco odsunąć parawan od brzegu, aby otworzyć drogę dla niesionego rumowiska.

Rozwijając dalej myśl autora, takim parawanem można by się posłużyć, jak ostrogami, dla ochrony brzegów morskich, stawiając tanim kosztem w sposób mniej skomplikowany przegrody dla ruchu rumowiska i zmuszając je do osiadania w miejscach dla nas wygodnych. Doświadczenia poczynione z różnego typu ostrogami w budownictwie morskim wykazują, że ostroga nie powinna być całkowicie wodonieprzepuszczalna. Wystarczy w zupełności nie całkowite, lecz częściowe zniszczenie energii fali, co byłoby zgodne z wynikami badań radzieckich.

Nie trzeba rozwodzić się nad korzyściami, jakie wynikną, jeśli zastosowanie podobnych parawanów przyniesie pomyślne rezultaty. Dlatego też było by ze wszech miar wskazane, aby zapoczątkowano u nas doświadczenia w tym kierunku.

Inż. P. Słomianko

HYDROMECHANIZACJA W PRZEMYŚLE RYBNYM *)

Zagadnienie mechanizacji, w szczególności zaś — hydromechanizacji w przemyśle rybnym jest obecnie sprawą nie cierpiącą zwłoki.

Nasze młode rybołówstwo nie posiada w tym zakresie doświadczenia, musimy więc korzystać z rozwiązań mechanizacji stosowanych za granicą.

Porty rybackie Zachodu nie dają nam przykładów planowego i całkowitego zastosowania hydromechanizacji. Mimo, że rybołówstwo krajów zachodnich ma wiekowe tradycje, porty te rozwijały się w zależności od koniunktury, bezplanowo, a często — wprost przypadkowo.

Tym tłumaczy się spotykane za granicą zjawisko, że dalszy rozwój niektórych portów rybackich jest niemożliwy, gdyż wyrosła wokoło portu osada hamuje możliwości rozwojowe.

Rozwój innych portów terenowo nie jest wprawdzie niczym skrępowany, jednak bliskość gór nie daje możliwości budowy osiedla, i to hamuje dalszą rozbudowę.

Natomiast rybołówstwo naszego wschodniego sąsiada, mające wprawdzie za sobą setki lat rozwoju, w ostatnim trzydziestoleciu otrzymało jednak nowy impuls socjalistycznej gospodarki, nie związanej z dawnymi nawykami, posiadającej olbrzymi rozmach, ujęty jednak w ramy planu, a jednocześnie nie skrępowany środkami materialnymi.

W Związku Radzieckim powstały nowoczesne ośrodki przemysłu rybnego. Powstała też wielka i szczegółowa literatura fachowa, omawiająca zagadnienia, które są przedmiotem naszych zainteresowań. W radzieckim przemyśle rybnym od dawna stosuje się m. in. hydromechanizację, której opisy podaje radziecka literatura fachowa.

Właściwości przemysłu rybnego

Szereg specyficznych właściwości przemysłu rybnego, w odróżnieniu od innych przemysłów, potęguje konieczność jego mechanizacji. Właściwości te są następujące:

1. Sezonowość połowów ryby, wywołana okresami migracji ryby, gdy w stosunkowo krótkim czasie należy wykonać roczny plan. Okresy te są znane.
2. Występowanie w tym okresie momentów największego nasilenia połowów, tzw. momentów szczytowych. Momentów tych przewidzieć nie możemy.
3. Zależność jakości surowca i przerobionego produktu od szybkości, sprawności i nowoczesności dostaw ryby, jej wyładunku, przerobu i przetwórstwa.
4. Konieczność stosowania szeregu wymagań sanitarnych, stawianych rybie, jako produktowi spożywczemu.

Wyszczególnione właściwości przemysłu rybnego, z którymi musimy się liczyć, stawiają przed mechanizacją tego przemysłu szereg wymagań dość ciężkich do spełnienia, a jednak absolutnie koniecznych.

Zanim przejdziemy do opisu urządzeń, mających na celu hydromechanizację przemysłu rybnego, rozpatrzmy warunki, które muszą być uwzględnione, aby te urządzenia mogły całkowicie odpowiadać stawianym im wymaganiom.

Częścią składową procesów transportu i przeładunku są procesy o charakterze technologicznym: solenie ryby, przesypywanie jej solą, włożenie jej do solanki, wyładunek solonej ryby z beczek, przesypywanie ryby lodem itp. Operacje te albo odbywają się podczas transportu, albo są związane z przeładunkiem.

Wobec tego mechanizacja i hydromechanizacja przeładunku nie jest do pomyślenia bez jednoczesnej mechanizacji (hydromechanizacji) poprzednich procesów przed przeładunkiem na ląd, jako też bez mechanizacji procesów po przeładunku na ląd.

Drugim ważnym czynnikiem jest to, że ryba w czasie transportu, przeładunku i następnych procesów stopniowo zmienia swój stan i z ryby-surowca (na początku procesu przeróbki) przechodzi w gotowy produkt (solony, mrożony, konserwy itd.).

*) W oparciu o książkę Terentjewa, Millera i Czernigina pt.: „Hydromechanizacja w przemyśle rybnym", r. 1950.

Właściwości fizyczne ryby-surowca (ciężar gatunkowy, kąt zsypu, mechaniczna wytrzymałość samej ryby i jej składowych części: skóry, łuski, pletwy) znacznie się różnią od tychże właściwości ryby-produktu.

Stąd wynika konieczność stosowania różnych sposobów mechanizacji do różnych etapów przerobu ryby. Należy pamiętać, że środki hydromechanizacji nie powinny powodować mechanicznych uszkodzeń, które by mogły obniżyć jakość i wartość gotowego produktu. Przemysł rybny jest specjalnie czuły na wygląd zewnętrzny towaru i pod tym względem stawia wysokie wymagania.

Wytrzymałość ryby

Wytrzymałość ryby na mechaniczne uszkodzenia jest różna: ryba żywa jest sprężysta, giętka, lecz ciało martwej ryby tężeje i jest mało odporne; po zasoleniu ponad 4—5% wytrzymałość znowu wzrasta. Nawet u żywej ryby wytrzymałość na mechaniczne uszkodzenia zmienia się w zależności od pór roku.

Fakt ten zmusza nas do wyboru tego lub innego środka mechanizacji dopiero po szeregu doświadczeń. Tak np. w wyniku doświadczeń radzieckich stwierdzono, że przy stosowaniu pomp odśrodkowych 4 HP przy 1450 obr/min. ryba (śledź) była uszkodzona w dużym stopniu. Przy zmniejszeniu obrotów do 520 na minutę uszkodzenia zmniejszyły się w znacznym stopniu. Gęstość mieszanki ryba-woda również ma duży wpływ na stopień uszkodzenia ryby: im gęściejsza jest mieszanka, tym uszkodzenia są większe. Optymalna zawartość ryby wynosi 25—20%.

Ryby stanowią organizmy złożone z elementów znacznie różniących się od siebie zarówno pod względem struktury, jako też pod względem wytrzymałości mechanicznej.

Szkielet ryby stanowi półsztywną konstrukcję, posiadającą pewną giętkość w płaszczyźnie pionowej, bez giętkości w płaszczyźnie poziomej. Do szkieletu przymocowane są mięśnie, tłuszcz i skóra, które różnią się znacznie od siebie pod względem wytrzymałości; wszystkie razem powiększają wytrzymałość całości organizmu ryby, szczególnie na uderzenia, które ryba amortyzuje dzięki swojej sprężystości.

Poszczególne części ciała ryby pracują różnie, w zależności od warunków ich obciążeń. Idąc z ruchem wody w hydrotransporterze, ryba narażona jest na uszkodzenia skóry od ostrych kantów. Znajdując się na dnie zbiornika i wytrzymując ciśnienia górnych warstw, ryba stawia opór zgnieceniu. W tym wypadku pracuje cała konstrukcja ryby: szkielet i mięśnie. Miękkie części ciała ryby, jak brzuszek, pękają, a reszta pozostaje zupełnie bez uszkodzeń. Rybę przechodzącą przez pompę odśrodkową siła odśrodkowa odrzuca na korpus pompy. Jeżeli uderzenie przypada na część ogonową (najwięcej giętką), albo na boczną część ryby, to nawet przy dużych obrotach ryba nie ulega uszkodzeniu. Natomiast jeżeli uderzenie przypada na przód głowy, to ulega ona zmiażdżeniu. Przy uderzeniu w bok głowy następuje czasami oderwanie głowy.

Zagadnienie wytrzymałości ryby nie zostało jeszcze należycie wyświetlone. Jest to wdzięczne pole dla naszych badaczy. Doświadczenia, które przeprowadził Terentjew na swoim aparacie (modyfikacja młota Charpy, stosowanego przy próbach na uderzenie), wyjaśniły, że dla śledzia solonego siła uderzenia niszczącego głowę wynosi 2,2 kg, dla śledzia kaspijskiego — 4,5 kg. Maksymalne ciśnienie wynosi dla śledzia świeżego 0,2—0,3 kg/cm², zaś dla śledzia solonego 0,25 kg/cm².

Działanie vacuum na śledzia przy 8 m słupa wody nie wywołało żadnych zmian. Z tego należy wywnioskować, że w pompach rybnych rozrzedzenia rzędu 8 m słupa wody nie odgrywają żadnej roli w stanie ryby.

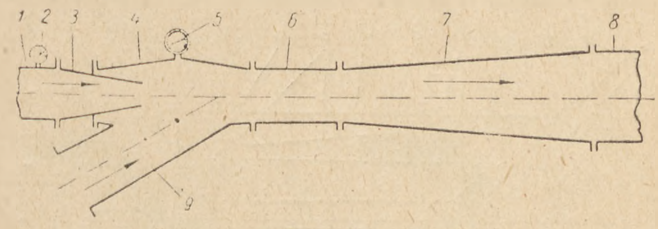
Współczynnik tarcia

Przy projektowaniu urządzeń hydromechanicznych bardzo ważna jest znajomość współczynnika tarcia. (por. tabl.).

Pompa eżektorowa i odśrodkowa

Hydromechanizację stosuje się przy wyładunku ryby, przy połowach oraz przy przerobie ryby.

Po szeregu prób i doświadczeń, które trwały od r. 1923, praktyka radziecka zatrzymała się na 2 rodzajach pomp: eżektorowych i odśrodkowych.



Rys. 1.

Pompa eżektorowa (rys. 1) składa się z następujących części:

a) dyszy (3) zwężającej się w kierunku ruchu wody, którą podaje pod ciśnieniem pompa odśrodkowa. Ciśnienie kontroluje manometr (2).

b) komory (4), w której odbywa się zmieszanie wody idącej od pompy odśrodkowej oraz strumienia, składającego się z wody i ryby. Ten strumień idzie przez rurę ssącą (9). Na komorze (4) ustawiony jest wakuumetr (5) z podziałką do 760 mm słupa rtęci.

c) części zwężonej (6), bardzo dokładnie i czysto obrobionej wewnątrz.

d) dyfuzora (7), który stanowi stożkową część pompy, rozszerzoną ku wylotowi, dzięki czemu szybkość wylotowa stale się zmniejsza, i przechodzącą w końcową rurę cylindryczną (8).

Działanie pompy jest następujące: Woda wchodząca pod dużym ciśnieniem i z małą szybkością do dyszy na skutek jej stożkowatości zmniejsza ciśnienie poniżej 1 atmosfery (vacuum). Szybkość wody przy tym zwiększa się.

Zaletą tego rodzaju pomp jest to, że zaczynają one pracować nawet przy obecności powietrza w komorze zassania i w rurze ssącej. Dla uruchomienia pompy nie trzeba uprzednio zalewać ją wodą. Poza tym zbyteczny jest powrotny wentyl w rurze ssącej.

Rysunek 2 podaje schemat ustawienia pompy w celu wyładunku ryby ze statku.

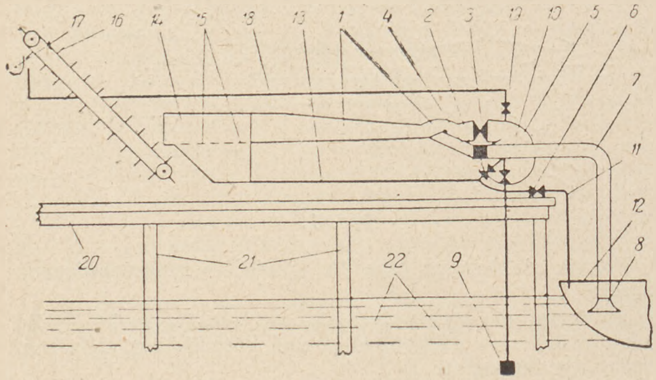
Pompa odśrodkowa (5) podaje wodę do pompy eżektorowej. Rura ssąca (7) opuszcza się i podnosi dzięki specjalnemu urządzeniu (2), zaś kończy się stożkiem (8). Mieszanina ryby z wodą oddaje nadmiar wody w separatorze (14), posiadającym dziurkowane dno (15). Odseparowana woda wraca przez rurę (13) na statek (12) i w ten sposób stale podtrzymuje potrzebną koncentrację mieszanki ryba-woda.

Współczynnik tarcia ryby o drzewo, żelazo i o taśmę konwojera

Rodzaj ryby	o drzewo			o żelazo			o taśmę konwojera		
	suche	oblane wodą	pokryte śluzem	suche	oblane wodą	pokryte śluzem	suchą	oblaną wodą	pokrytą śluzem
śledź śnięty	0,6 —1,33	0,51—0,75	0,31—0,55	0,38—0,84	0,32—0,67	0,23—0,70	0,81—1,23	0,22—0,73	0,36—0,67
„ mrożony	0,34—0,42	—	—	0,27—0,58	—	—	0,32—0.38	—	—
sandacz śnięty	1,43—1,96	0,65—1,14	0,45—1,28	0,49—1,07	0,47—0,62	0,64—1,80	0,64—1,80	0,9 —1,66	0,62—1,66
„ mrożony	0,45—0,58	—	—	0,4 —0,47	—	—	0,45—0,58	—	—
„ żywy	0,89—1,88	0,38—0,81	0,29—0,49	0,31—0,58	0,34—0,49	0,32—0,45	0,55—0,84	0,62—0,9	0,53—0,75

Ryba albo idzie bezpośrednio na hydrotransporter, albo za pomocą zwyczajnego transportera (16) podnosi się na hydrotransporter (17); w tym ostatnim wypadku ryba oddziela się od wody przed dostaniem się na zwykły transporter.

Przy przejściu ryby na hydrotransporter wodę do niego podaje się przez rurociąg (18) za pomocą pompy odśrodkowej (5), która w tym celu ma zapas wydajności 60 m³/g, Pompa (5) zasila się czystą wodą ze zbiornika (22) za pomocą rury i ssącego wentyla (9). W celu wstępnego zalania wodą pompy (5) i ssącego wentyla, stosuje się zawór przepustowy (4). Podczas rozładunku nie potrzeba tworzyć mieszanki woda-ryba. W tym wypadku zawor przepustowy (4) wykorzystuje się dla zasilania pompy wodą ze zbiornika. Woda z rury (11) tworzy w pobliżu stożka (8) mieszankę. W miarę wyładunku rura (11) przesuwa się w dalszy pomost statku i wychodząca woda zmywa rybę ze ścianek w kierunku ssącej rury (7).



Rys. 2

W kamczackim rybnym kombinacie pompa odśrodkowa przepompowuje nie mniej niż 300 ton na 10 godzin pracy (w dniach szczytowych nasileń praca trwa 16 godzin).

Praktyka wykazała, że współczynnik sprawności wynosi 0,5. Wobec tego sprawność pompy wynosi:

$$B = \frac{300}{0,5} = 600 \text{ ton}$$

czyli 60 ton ryby na godzinę.

Ponieważ pompa pracuje mieszanką, jej wydajność w jednostkach objętości i na sekundę wyraża się:

$$Q = \frac{13 \cdot 100}{q \cdot p \cdot 3600}$$

gdzie

p — średnia procentowa zawartość ryby (20%),

q — ciężar właściwy ryby (dla prostoty 1 t/m²),

$$\text{czyli: } Q = \frac{60 \cdot 1000}{1 \cdot 20 \cdot 3600} = 0,083 \text{ m}^3\text{/sek;}$$

po zaokrągleniu = 85 litrów na sekundę.

Ramy artykułu nie pozwalają podać szczegółów obliczania pompy. Interesujących się tym zagadnieniem odsyłam do cytowanej książki. Podam tylko niektóre charakterystyczne dane.

Średnica pompy w najwęższym miejscu nie powinna być mniejsza niż 180 mm. Dla większych niż śledź ryb średnica ta winna wynosić 200 mm.

Odległość od końca dyszy (3) do zwężenia (6) stosuje się zwykle 457 mm. Średnia szybkość w punkcie 6 wynosi 6,7 m/sek. Pompa odśrodkowa — 38 KM, czyli w kilowatach — 28 KW.

Zaletą tego rodzaju urządzenia jest minimalne uszkodzenie ryby przy należycie dobranej koncentracji ryby w mieszance ryba-woda (20%).

Maksymalna wysokość podnoszenia ryby wynosi dla śledzi 2,5—2,7 metra. Jeżeli rybę trzeba podnieść na większą wysokość (powiedzmy wysokość nabrzeża jest 2,5 m ponad poziom wody, poziom ryby w lukach do 2 m, razem 4,5 m), to z pompy rybę podaje się na transporter.

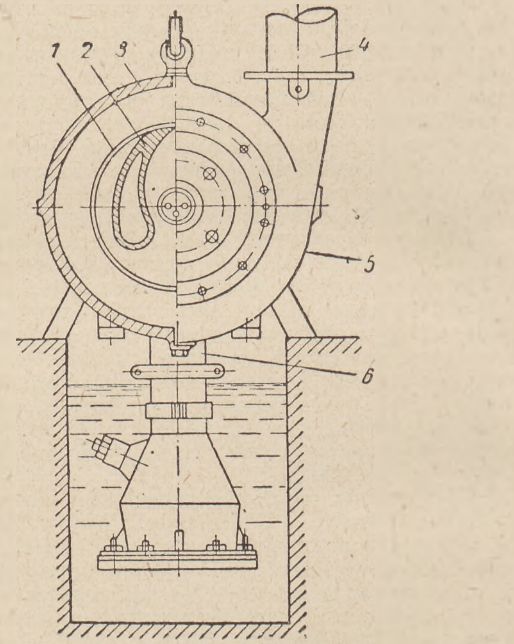
Ciężar urządzenia wynosi ok. 3 ton.

Duży ciężar, mała wysokość podnoszenia oraz mały współczynnik wydajności zmusiły konstruktorów do poszukiwania innych rozwiązań, nie posiadających podanych wyżej wad.

Pompy odśrodkowe

Rybne pompy odśrodkowe są odmianą zwykłych pomp odśrodkowych, wobec czego wszystkie teoretyczne założenia, wzory i obliczenia stosowane ogólnie do pomp odśrodkowych są również ważne dla pomp rybnych.

Pompy te należą do typu pomp kanalizacyjnych, obliczonych na swobodne przejście mieszaniny wody i twardych części. Ta właściwość przeznaczenia technologicznego pomp znalazła wyraz w ich konstrukcji, przewidującej szeroki kanał wewnątrz roboczego koła oraz staranne polerowanie wszystkich powierzchni dotykających przepompowywanej mieszanki.



Rys. 3.

K o ł o r o b o c z e (1, rys. 3) jest główną roboczą częścią składową pompy. Składa się ono z dwóch dysków, pomiędzy którymi umieszczone są jedna lub dwie łopatki (2) skrzydła. Te ostatnie nadają przepompowywanej mieszance ruch obrotowy wokoło osi koła; wskutek siły odśrodkowej mieszankę odrzuca się do aparatu kierunkowego. Wewnątrz koła — płyn (mieszanka) porusza się bez przerwy wzdłuż łopatek od środka koła w kierunku jego obwodu, wobec czego w środkowej części koła tworzy się próżnia, a na obwodzie powiększone ciśnienie.

Mieszankę doprowadza się przez ssącą flanszę (6), odlaną wraz z korpusem i posiadającą zwrotną klapę.

Trzeba zaznaczyć, że pompy dla rybołówstwa posiadają jedno koło robocze.

A p a r a t k i e r u n k o w y (5) przeznaczony jest do skierowania mieszanki do tłoczącego rurociągu (4) i posiada formę ślimaka (spirali) w korpusie pompy. W aparacie kierunkowym odbywa się zwiększenie ciśnienia kosztem energii ruchu mieszanki. Korpus pompy wykonany jest na wzór ślimaka; z boków przykryty jest pokrywami. W tylnej pokrywie jest otwór dla wału, w przedniej znajduje się flansza ssąca (6), do której przymocowany jest rurociąg ssący. Ślimakowa część korpusu przechodzi we flanszę tłoczącą (4), do której przymocowany jest rurociąg.

Przed otworem tłoczącym ślimak przechodzi w rozszerzającą się flanszę stożkową, zwaną „dyfuzorem", w którym ciśnienie wody wzrasta.

W górnej części korpusu znajduje się otwór służący do zalewania pompy.

Rurociąg ssący przedstawia rurę metalową, albo giętki wąż, zaopatrzony w zwrotną klapę, niezbędną do uruchomienia pompy.

Obecnie, zamiast zalewania pompy wodą, stosuje się zasysanie mieszanki za pomocą niewielkich pomp próżniowych. Wówczas klapa zwrotna jest zbędna, ale na tłoczącym rurociągu winna być zasuwa zabezpieczająca komorę przed dostaniem się powietrza z rurociągu.

Flansza tłocząca jest dalszym ciągiem dyfuzora ślimaka.

Pompy posiadają manometr dla mierzenia ciśnienia oraz wakuumetr dla mierzenia podciśnienia (rozrzedzenia).

Podczas przepompowywania mieszanki ryba może ulec uszkodzeniu przez ruchome części pompy, albo przy uderzeniu o ścianki ślimaka. Rys. 4 podaje różne położenia koła roboczego pompy z charakterystycznym przykładem wychodzenia ryby. W położeniu I ryba podeszła do skraju koła, w położeniu II podeszła już do skraju tłoczącej flanszy, w położeniu III weszła do flanszy tłoczącej, a jednocześnie tylna część ryby nie opuściła jeszcze flanszy ssącej. W położeniu IV ryba nie zdążyła opuścić koła.

Jak widać z rysunków, niszczenie ryby od uderzenia łopatką w pompie nie może się zdarzyć, ze względu na kształt łopatki; łopatka zgina rybę, lecz nie uderza. Przestrzeń (a) pomiędzy ślimakiem a kołem jest dostatecznie wielka, aby przy danej formie łopatek nie groziło ścinanie ryby pomiędzy łopatką a wejściem do tłoczącej flanszy.

Niszczenie ryby może nastąpić w dwóch wypadkach: przy zgięciu ryby wokoło grubego kraju łopatki (rys. 3) oraz przy zgięciu ryby wokoło żebra otworu tłoczącego (rys. 4). Niszczenie to jest możliwe, jeżeli koniec ryby jest mocno zahamowany, a drugi jest w ruchu. Najgorzej jest , jeżeli ryba jest duża i obydwa końce ulegają zahamowaniu. Wobec tego istnieje dla danej pompy graniczna długość ryby, przy której ryba może być przepompowywana bez uszkodzeń. Poza tym grubość ryby winna być mniejsza niż szerokość komory „a“ (rys. 4, I). W celu zabezpieczenia całości ryby konieczne jest, aby zdążyła ona opuścić koło, zanim przeniesie się ono z położenia I w położenie II, czyli w czasie półobrotu koła.

Poniższa tabela podaje granice stosowania w ZSRR różnych pomp dla odpowiedniego gatunku ryby.

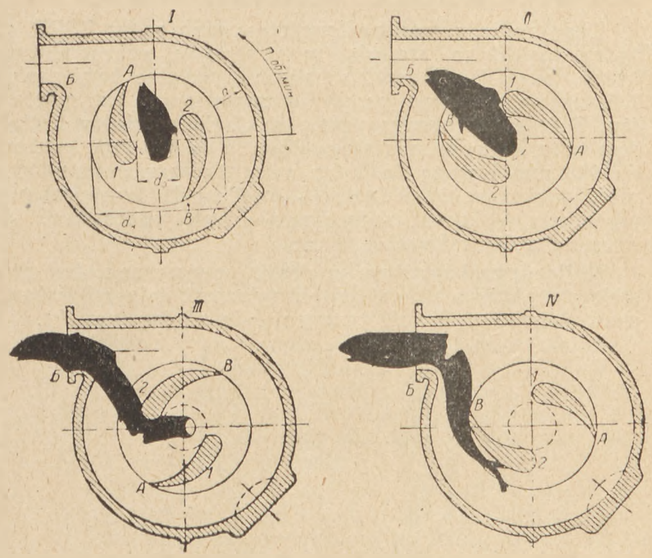
Marka pompy	Średn. wielkość		Maksymalna		Rodzaj ryby	Maksymalna	
	koła w m	„a“ (rys 4, położ. I) w m	dł. ryby w m	grub. ryby w m		ilość obr. koła na min.	ciśn. słupa wody w m
4HF	0,30	0,080	0,455	0,075	byczki, kilki	1170	12,0
6HF	0,45	0,125	0,690	0,120	śledzie, wobła	780	12,0
8HF	0,54	0,160	0,800	0,155	śledzie, leszcz, sandacz	510-635	7,5
HP-100	0,30	0,110	0,155	0,105	drobne śledzie, kilki, byczki	1170	12,0
HP-150	0,45	0,135	0,690	0,130	śledzie, wobła	780	12,0
HP-200	0,60	0,95	0,940	0,190	sandacz, leszcz	460	7,5

Pompy typu HF są to pompy odśrodkowe kanalizacyjne, skonstruowane w celu pompowania wody zawierającej wiele składników twardych. Posiadają jedno koło z dwiema łopatkami.

Pompy zostały zastosowane do pompowania ryby i w tym celu wewnętrzne komory, po których przechodzi ryba, zostały wyszlifowane, wgłębienia zaś zalane babitem. Nakrętki, które przymocowywały koło do wału, zostały zamienione na okrągłe, gładkie. Poprawione w ten sposób pompy dały dobre rezultaty przy pompowaniu ryby. Jednak obecnie ten typ pompy jest stopniowo wypierany przez pompy HP.

Pompy typu HP (należy zwrócić uwagę, że litery HP nie oznaczają „koni mechanicznych“, lecz są początkowymi literami rosyjskich słów „pompy rybne“ — nasoszy rybnyje).

Koło robocze jest jedno, o formie zbliżonej do formy koła pompy HF z dwiema łopatkami, nieco zmienionymi w porównaniu z łopatkami HF, a to celem lepszego zejścia z nich ryby. Korpus pomp jest odlany w formie śli-



Rys. 4.

maka z rozszerzającym się dyfuzorem, zakończonym flanszą tłoczącą. Cechą zasadniczą pompy jest bardzo mała szpara pomiędzy obwodem koła a wewnętrzną powierzchnią korpusu, co absolutnie wyłącza trafienie tam ryby.

Korpus pompy może mieć 8 różnych pozycyj, ułatwiających pracę w różnych warunkach położenią pompy.

Ciężary tych pomp są następujące:

HP 100 — 151 kg
HP 150 — 436 „
HP 200 — 963 „
HP 250 — 1.750 „

W celu uniknięcia uszkodzeń ryby podczas pompowania, należy kontrolować stale stan gładkości wewnętrznych części pompy, po których idzie ryba, oraz sprawdzać liczbę obrotów przy pełnym obciążeniu i nie dopuszczać większej niż optymalna dla danego gatunku ryby liczby obrotów.

Dla prawidłowej roboty pompy duże znaczenie ma dobór mieszanki ryba-woda. Im gęściejsza jest mieszanka, tym częściej zderzają się ryby jedna o drugą, tym więcej doznają uszkodzeń. Z drugiej strony zmniejszenie ilości ryby zmniejsza wydajność pompy. Najlepsze wyniki daje stosunek od 1 : 3 do 1 : 5, gdzie licznik odpowiada rybie, mianownik — wodzie. Niezmiernie ważne jest podtrzymywanie optymalnego stosunku podczas całej pracy, i na to należy zwrócić specjalną uwagę.

Przy wypompowywaniu ryby z różnego rodzaju niewodów trzeba brać pod uwagę, że koncentracja ryby w różnych warstwach nie jest jednakowa: najmniejsza koncentracja jest w górnych warstwach, największa — w dolnych.

Przy wypompowywaniu ryby ze statków mieszankę tworzy się przez nalewanie wody do zbiornika z rybą. W tym wypadku stosuje się 2 pompy: jedna podaje stale wodę do statku, a druga wypompowuje mieszankę.

Największa wysokość ssania jest 4,5 m, licząc od lustra mieszanki do osi koła roboczego pompy.

We wszystkich pracach związanych z przepompowywaniem ryb bardzo dużą rolę odgrywa wprawa i inteligencja personelu.

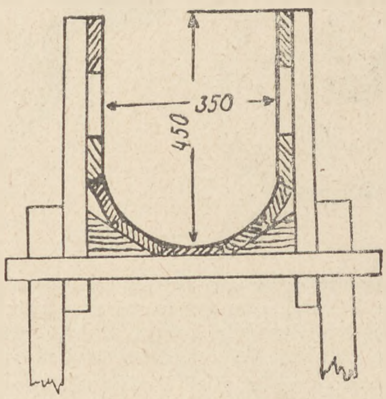
Hydromechanizacja przy transporcie ryby

Zastosowanie hydromechanizacji przy wyładunku ryby powoduje dalszą mechanizację transportu ryby.

H y d r o t r a n s p o r t e r y — są to otwarte rynny różnych konstrukcyj, ustawione z pewnym pochyleniem dla ułatwienia spływu ryby. Zaletą tego rodzaju urządzeń jest transportowanie ryby w jej normalnym środowisku — wodzie oraz jednoczesne jej przemywanie. Przy zasoleniu ryby wodę zastępuje rozczyn soli.

Tego rodzaju transportery stosowane są w ZSRR od końca ubiegłego stulecia w przemyśle cukrowniczym, który drogą doświadczalną ustalił optymalne kąty pochyleń, najwygodniejsze przekroje poprzeczne transportera itp. Biorąc pod uwagę pewną analogię pomiędzy kształtem ryby i buraka, mającego długość do 350 mm, grubość do 120 mm i wagę do 2 kg, przy ciężarze gatunkowym nieco większym od jedności, — obliczenia transporterów przemysłu cukrowniczego można było zastosować do transporterów rybnych.

Najlepszym kształtem przekroju poprzecznego jest prostokąt z płaskim dnem i zaokrąglonymi dolnymi kątami, usuwającymi możliwość tworzenia się wirów (rys. 5).



Rys. 5.

Kąt pochylenia „*i*" oblicza się ze wzoru:

$$i = a \frac{u\, v^2}{F\, 2g}, \text{ gdzie}$$

a — współczynnik zależny od szybkości i własności fizykalnych mieszanki,
u — profil rynny zwilżony przez wodę (w metrach),
F — płaszczyzna przekroju cieczy w m^2,
v — szybkość cieczy w m/s,
g — przyspieszenie ziemskie 9,81 m/s^2.

Wielkości współczynnika *a* podaje się poniżej w zależności od szybkości:

v	*a*	*v*	*a*
0,5	0,03538	1,1	0,03355
0,6	0,03496	1,2	0,03341
0,7	0,03452	1,3	0,03329
0,8	0,03419	1,4	0,03319
0,9	0,03393	1,5	0,03310
1,0	0,03372	1,6	0,03302

Praktyka wykazała, że najlepsze wyniki daje szybkość 1,2 m/s, przy stosunku buraka do wody od 1 : 6 do 1 : 8. Pochylenie na prostej — 0,012, na zaokrągleniach o promieniu 4—5 m — 0,016—0,018.

Hydrotransportery w rybnych przedsiębiorstwach Kamczatki składają się z drewnianej rynny, obitej wewnątrz ocynkowaną żelazną blachą. Transporter ma pochylenie 0,02. Rybę transportuje się na odległości do 0,5 km, wprost do fabryki konserw, omijając chłodnię. Stosunek ryby do wody waha się od 1 : 1 do 1 : 10.

Na Morzu Kaspijskim, Czarnym i Azowskim transportery są z heblowanych desek. Szpary między deskami są zalane smołą. Rozmiary w przekroju poprzecznym są 350 × 500 mm z pochyleniem 0,005. Dla śledzi stosuje się transportery o przekroju 400 × 500 mm, pochylenie 0,005 do 0,01. Stosunek ryby do wody waha się od 1 : 1 do 1 : 10.

Podawanie ryby za pomocą hydrotransporterów do hal manipulacyjnych jest tak intensywne, że hala manipulacyjna często nie nadąża w przyjmowaniu transportu. W tych wypadkach stosuje się akumulację ryby w specjalnych urządzeniach, skąd może ona być podawana w wymaganej ilości do hal manipulacyjnych; są to wanny, ustawiane wyżej poziomu podłogi hali, aby umożliwić późniejsze podawanie ryby do hydrotransportera, lub bezpośrednio do hal manipulacyjnych. Takie wanny stosuje się w Dagestanie; posiadają one 3 komory, każda na 25 ton towaru. Wysokość wanny jest niewielka (1 metr), aby uniknąć niebezpieczeństwa zgniecenia ryby. Wodę usuwa się z wanny przez dziurkowane dno i odprowadza się ją z powrotem do morza.

W celu dalszego transportu ryby za pomocą hydrotransportera zamyka się otwór, wypuszcza się wodę do morza, doprowadza wodę do wanny i tworzy się odpowiednią mieszankę, którą przez specjalny otwór wypuszcza się następnie na transporter.

Wanny są wykonane z drzewa lub metalu.

W a n n y d l a w y p o m p o w y w a n i a r y b y. Wypompowywanie ryby z małych statków (1—2 tony) jest nierentowne, gdyż dużo czasu traci się na roboty przygotowawcze. Dla takich statków stosuje się pływającą wannę. Wanna pływająca posiada takie wymiary, aby mogła zmieścić 5 ton ryby przy wysokości załadunku nie większej niż 1 metr. Drobne statki posiadają duże płótno w luku statku, do którego ładują rybę. Płótno z rybą podnosi się i zsypuje się rybę do wanny. Podniesienie płótna z rybą uskutecznia się za pomocą 3-tonowego dźwigu. Następnie pompa wypompowuje rybę do zasobnika z wagą, skąd za pomocą hydrotransportera ryba idzie do hali manipulacyjnej, albo wprost do fabryki konserw, lub do zasolenia. Często, zamiast wanny pływającej, stosuje się worki o zawartości 50 do 100 ton ryby.

Inż. E. Dunin - Marcinkiewicz

OBSŁUGA I REMONT DŹWIGÓW W PORTACH RADZIECKICH *)

Pielęgnowanie i konserwacja urządzeń przeładunkowych

Opiekę nad urządzeniami przeładunkowymi w portach radzieckich sprawują dźwigowi, jako personel stale na nich pracujący, oraz grupy remontowe mechaników i elektryków.

Istnieją dwa zasadnicze systemy podziału obowiązków w obsłudze i doglądaniu maszyn.

W pierwszym systemie do dźwigowego należy, oprócz kierowania, także bieżący nadzór, łącznie z regulowaniem pracy. Podstawą tego systemu jest fakt, że wypełnianie przytoczonych czynności wytwarza u dźwigowych zainteresowanie, co z kolei pobudza do pogłębiania znajomości konstrukcji urządzenia, zwiększa wprawę w szybkim i trafnym wykrywaniu i usuwaniu drobnych uszkodzeń.

W drugim systemie obowiązki dźwigowego ograniczają się tylko do kierowania, do jazdy, cała zaś strona konserwacyjno - remontowa znajduje się w rękach specjalnych zespołów mechaników i elektryków.

Przy stosowaniu którejkolwiek z powyższych metod należy mieć na uwadze, iż prawidłowa organizacja utrzymania w sprawności urządzeń przeładunkowych może być osiągnięta jedynie w oparciu o skrupulatne rozgraniczenie odpowiedzialności. Poszczególni pracownicy muszą dokładnie znać teren i zakres swego działania.

Rozgraniczenie takie uzyskuje się przez: 1. przydzielenie do każdego urządzenia stałej brygady pracowni-

*) Na podstawie pracy P. A. Samojłowicza pt.: „Tiechniczeskaja eksploatacja i montaż podjemno-transportnych maszin", wyd. Rieczizdat, Moskwa 1949.

ków; 2. podział ich na zmiany; 3. określenie sposobów zdawania pracy przez brygadę odchodzącą zespołowi rozpoczynającemu nową zmianę; 4. ścisłe przestrzeganie porządku przekazywania pracy (m. in. przegląd maszynerii); ewentualne uszkodzenia, braki, wątpliwości, należy odnotowywać w zeszycie służbowym.

Dyscyplina taka zwiększa uwagę i czujność załogi, ułatwiając równocześnie wykrywanie sprawców zaniedbań lub awarii.

Urzędowe instrukcje robocze określają podział czynności, odpowiedzialność, porządek planu produkcyjnego. Odzwierciadlają one wymagania stawiane pracownikom i charakteryzują przyjęte i obowiązujące w danym przedsiębiorstwie metody oraz stosunki produkcyjne.

Instrukcje robocze omawiają następujące zagadnienia:

I. Dla dźwigowych:

1. fizyczne cechy budowy ciała kandydata, ogólny poziom wykształcenia, pozytywny wynik egzaminu, bez którego nikt nie może być dopuszczony do samodzielnej pracy;
2. porządek obejmowania i zdawania zmiany, ogólne metody pracy, prawidła doglądania maszyn, sposoby smarowania, uprzedzenie o niebezpieczeństwie grożącym w związku z wykonywanym zajęciem;
3. granice wydajności i odpowiedzialności za poziom pracy, sumienność i obowiązkowość, karność i posłuszeństwo wobec przełożonych;
4. umiejętność posługiwania się zdobytymi wiadomościami — np. zrozumienie znaków sygnalizacyjnych, ocena „na oko" wymiarów ładunku, wytrzymałości lin, nośności dźwigu itp.

II. Dla niższego personelu technicznego:

1. określenie społecznego zasięgu obowiązków i odpowiedzialności, porządek i czasokresy lustracji maszyn, podwładność i ogólne prawa administracyjne;
2. porządek obejmowania i przekazywania zmian, systemy bezpieczeństwa pracy, sposoby **zachowania** maszyn, obowiązek zawiadamiania przełożonych o wstrzymaniu prac, o ewentualnych nieszczęśliwych wypadkach;
3. odpowiedzialność za przekraczanie i jakiekolwiek inne naruszanie wydanych przepisów.

Takie szczegółowe instrukcje powinny być dawane pracownikom za pokwitowaniem w dniu wstąpienia do pracy, a znajomość ich należy od czasu do czasu z całą surowością kontrolować, zwłaszcza w wypadkach zawinionego lub niezawinionego naruszenia przepisów.

III. Dla nadzoru technicznego:

1. codzienna obserwacja maszyn, periodyczna kontrola stanu urządzeń, notowanie spostrzeżeń, sprawdzanie czy defekty zostały usunięte;
2. dopilnowanie, by przepisy technicznej eksploatacji urządzeń były wypełniane przez dźwigowych;
3. organizowanie okresowych prób maszyn i poszczególnych części składowych;
4. ewidencja, analiza i dochodzenia w sprawie wypadków — zapobieganie następnym;
5. przyjmowanie urządzeń z montażu lub remontu, doglądanie prac związanych z remontem.

Nadzór nad technicznym poziomem urządzeń polega na okresowych przeglądach stanu podstawowych części maszyn i wiązań. Wyniki takich oględzin utrwala się we właściwej formie w specjalnych dokumentach. Daje to możliwość zapobiegania ewentualnym awariom oraz kontrolowania jakości nadzoru, jak również dostarcza materiału statystycznego w celu przyszłych modyfikacji.

Same protokóły nie osiągałyby należytych skutków, chodzi bowiem o wyczerpujące dane porównawcze odnośnie stanu używalności dźwigów. Dlatego należy wprowadzić gotowe, odpowiednio sporządzone formularze. Komisja inspekcyjna wypełnia blankiet, na którym wyszczególnione są wszystkie części urządzenia. Każda pozycja musi być zwięźle, lecz skrupulatnie odnotowana.

Ten system kieruje uwagę kontrolerów na istotne elementy, od których stanu zależy działanie całości mechanizmu. Tylko taki tok pracy wyklucza wszelką możliwość pominięcia jakiejś ważnej konstrukcyjnie części.

Szczególnie ważne wychowawcze znaczenie posiada zbiorowe przeglądanie urządzeń. Tworzy się jak gdyby kolektywna czujność pracującego zespołu w kierunku dozoru wytrzymałości mechanizmów oraz ich technicznej sprawności.

Awaryjność, czyli nieplanowe odpadanie urządzeń z pracy, stanowi jeden z najbardziej dotkliwych wskaźników braków organizacji technicznej eksploatacji urządzeń.

W przytłaczającej większości wypadków źródłem uszkodzeń są takie zaniedbania w obsłudze i dozorowaniu dźwigu, których można by uniknąć przez uważne i prawidłowe postępowanie, zarówno ze strony personelu technicznego, jak i administracyjnego.

W związku z tym każda awaria powinna być przedmiotem skrupulatnego badania, aby wykryć przyczyny, które ją spowodowały, oraz przedsięwziąć kroki mające na celu wykluczenie możliwości powtórzenia się ich w przyszłości.

Zagadnienie bezpieczeństwa, z uwzględnieniem właściwości prac przeładunkowych w portach, jest w Zw. Radzieckim omawiane w wykładach organizacji tychże prac. Problemy specyficzne, wiążące się bezpośrednio z działaniem dźwigów, znajdują właściwe naświetlenie i wyjaśnienie w odnośnych przepisach.

Cała załoga urządzenia przeładunkowego powinna przejść przeszkolenie z zakresu bezpieczeństwa pracy, zarówno w formie przyswajania sobie ogólnych wiadomości i prawideł techniki bezpieczeństwa (w odniesieniu do prac przeładunkowych w portach), jak też w drodze poznawania praktycznych metod bezpiecznego postępowania przy obsłudze mechanizmów.

Obsługa dźwigów

Organizacja obsługi dźwigów powinna opierać się w pierwszym rzędzie na wskazaniach zawartych w urzędowych przepisach, i do nich ściśle się stosować. W portach radzieckich obowiązuje m. in. instrukcja pod nazwą „Prawiło ustrojstwa, oswiditielstwowania i eksploatacii kranow, podjemnych mechanizmow i wspomogatielnych pri nich prisposoblenij", wydana przez Energoizdat w 1940 r.

W myśl zawartych w tej instrukcji przepisów, o ponownym dopuszczeniu dźwigów do pracy decyduje Inspekcja Nadzoru Kotłów. Postanowienia swoje ogłasza ona po uprzednim poddaniu mechanizmów próbom badawczym. W odniesieniu do transportu wodnego rolę taką pełni Rzeczny i Morski Rejestr, wydając prawomocne orzeczenia.

Dalsze paragrafy polecają, aby każdy dźwig miał swoją księgę, ponumerowaną i przesznurowaną. Należy odnotowywać w niej dokładnie wszystkie sprawy dotyczące danego dźwigu. Jest to po prostu jego kronika, a zarazem techniczny dowód osobisty.

Następne punkty omawiają szczegółowo rodzaje kontroli, ich częstotliwość oraz zakres. Naczelnym zadaniem kontroli jest sprawdzanie odpowiedniości konstrukcji, siły wiązań, nitów, precyzji części składowych, a także zabezpieczenie dozoru i obsługi przez kompetentny, we właściwy sposób wyszkolony personel.

Kontrole okresowe obejmują ponowne badanie dźwigu po upływie pewnego czasu, nie rzadziej jednak niż raz w miesiącu. W skład komisji kontrolnej musi wchodzić delegat Inspekcji. Czas trwania takiego przeglądu, łącznie z regulowaniem i wymianą osłabionych lub zużytych części, przekracza 50 roboczogodzin, dochodząc niekiedy do 100, co równa się 2—4 ciągłym dniom pracy. Cyfry te odnoszą się do dźwigów bramowych, pracujących w ciężkich warunkach.

Załogi dźwigów parowych muszą nadto dokonywać przedmuchiwania i przemywania kotłów.

Próby sprawności stropów i urządzeń pomocniczych przeprowadza samodzielnie administracja przedsiębiorstwa.

Oprócz tego raz do roku wszystkie eksploatowane dźwigi winny być przedstawione do przeglądu Inspekcji, której podlegają również urządzenia przeładunkowe, wracające z kapitalnego remontu, po przebudowaniu części mechanicznych lub elektrycznych, przeniesione na nowe miejsce, po zmianie lin itp.

Wszystkie prace w pobliżu podnoszonych i przenoszonych żórawiem ciężarów powinny odbywać się pod kierunkiem doświadczonych osób; samą jazdę i kierowanie dźwigu można powierzyć tylko tym pracownikom, którzy przeszli odpowiednie przeszkolenie teoretyczne, zdali egzamin przed komisją kwalifikacyjną, zorganizowaną przez zakład pracy, oraz mają przygotowanie praktyczne.

Jeśli zachodzą przeszkody w zatrudnieniu trzech pełnych zmian na dobę, jak to się zdarza np. w okresach przeprowadzanych przez Inspekcję kontroli, kiedy normalna praca zostaje przerwana, wówczas problem ten rozstrzyga się drogą przydzielenia brygad do całej grupy dźwigów, z wyznaczeniem osób odpowiedzialnych za stan poszczególnych maszyn, bądź też całych urządzeń.

„Prawiła" wymagają od kierownictwa prac przeładunkowych wprowadzenia ścisłego i ujednoliconego systemu znaków sygnalizacyjnych. Jak wykazało długoletnie doświadczenie, najlepszą praktycznie formą jest sygnalizacja wzrokowa, tj. gestami rąk. Można ją łatwo i szybko przyswoić, jest dostatecznie wyraźna, a co najważniejsze — pozwala przekazywać nie tylko kierunek ruchu, lecz również tempo pracy.

Aby zabezpieczyć pracowników przed niebezpieczeństwem nieszczęśliwych wypadków i umożliwić przekazywanie wspomnianych wyżej znaków sygnalizacyjnych w godzinach nocnych, teren znajdujący się w zasięgu działania dźwigu musi być od zmroku do świtu dobrze oświetlony.

W przepisach uwzględniono także sposoby zaczepiania ładunku na hak, podano uwagi w odniesieniu do stropów, wszelkiego rodzaju lin i sznurów, oraz omówiono wiele innych szczegółów pracy portowej, związanej z przeładunkiem.

Remont urządzeń przeładunkowych

Wskutek pracy dźwigu następuje powolne, lecz ciągłe zużycie, lub nagłe zniszczenie części maszynowych i konstrukcyjnych. Dalszych i bezpośrednich przyczyn procesu zużycia jest wiele. Jako najważniejsze należało by wymienić:

1. działanie mechaniczne — ścieranie się powierzchniowych części łożysk, wałów, trybów, lin, łańcuchów itp.;
2. korozję chemiczną — pod wpływem tlenu, wody, smarów, paliwa;
3. korozję chemiczno-mechaniczną;
4. korozję elektryczną — pod działaniem prądów elektrycznych, wytwarzających się między sąsiadującymi ze sobą elementami maszyn o różnych potencjałach elektrycznych;
5. zmiany strukturowe materiałów, z których są zbudowane mechanizmy — jako wynik oddziaływania sił termicznych, chemicznych lub mechanicznych.

Wymienione procesy występują pojedyńczo, zespołowo lub łącznie, w zależności od czasu użytkowania, typu konstrukcji i obciążenia dźwigu. Zużycie lub uszkodzenie jednych części zmienia ich stosunek do pozostałych, powodując pogorszenie pracy sąsiednich i dalszych elementów, choćby tamte nie uległy żadnym zniekształceniom.

Każdy mechanizm ma sobie właściwe krańcowe granice dopuszczalnych zmian, do których może być eksploatowany. W niektórych przypadkach odchylenia te są naukowo i praktycznie obliczone oraz podane urzędowo jako obowiązujące. Przeważnie jednak o stopniu zużycia i konieczności wymiany części decyduje komisja kontrolna.

Remonty posiadają różny charakter, uzależniony od budowy urządzenia, od strukturalnej wytrzymałości materiału, od ilości wykonywanej przez maszynę pracy, od czasu wymaganego na usunięcie części uszkodzonych i zastąpienia ich nowymi, lub na naprawę dawnych. W związku z tym wyróżnia się trzy podstawowe rodzaje remontów: 1. bieżące, 2. średnie i 3. kapitalne.

Za remont bieżący można uważać stałą opiekę nad dźwigiem oraz prace związane z wymianą szybko niszczących się elementów, wzmacnianie złączy, zmiany drobnych części, regulowanie mechanizmów. Ten rodzaj zabiegów charakteryzuje się dużą częstotliwością.

Do drugiej kategorii remontu należy wymiana pojedyńczych większych, lub kilku mniejszych elementów o dużej wytrzymałości oraz rozbiórka pewnych zespołów, zarówno mechanicznych jak też elektrycznych. Remonty te przeprowadzane są we własnym zakresie przez brygady mechaników i elektryków przedsiębiorstwa eksploatacyjnego. Tylko poważniejsze naprawy maszyn powierza się specjalnym warsztatom remontowym.

Kapitalny remont dotyczy tych części, które z natury cechuje długotrwałość, które służą pierwszoplanowym i podstawowym czynnościom, oraz tych, od których zawisła duża ruchowa dokładność. Prace te wykonują centralne warsztaty remontowe w oparciu o szczegółowe projekty i zlecenia.

Podział taki ma raczej dowolny i umowny charakter, z technicznego bowiem punktu widzenia trudno tu wyznaczyć ścisłe granice.

W Związku Radzieckim remonty opierają się na planowej profilaktyce technicznej, tzn. na niedopuszczaniu do takiego stanu urządzeń, w którym nie byłyby one zdolne do pracy. Przewidywane zniszczenia, jak np. wytarcie łożysk, muszą być w porę wykryte i usunięte. Odbywa się to w oparciu o dokładne notowanie przepracowanych roboczogodzin i okresową kontrolę, niezależnie od uwidaczniających się zewnętrznie lub odczuwanych w robocie zmian.

Dotychczas w Związku Radzieckim każde urządzenie poddawane było co roku ogólnemu remontowi. Motywowano ten sposób postępowania tym, że piasty, tuleje bloków, liny i taśmy hamulcowe elektrohamulców przy przeciętnej pracy dźwigu wymagają corocznej zmiany. W niektórych portach wprowadzono ponadto jeden lub dwa remonty profilaktyczne.

Dotychczas nie wypracowano praktycznie, ani teoretycznie odrębnych metod, ani cykli remontowych dla działu portowego. Ostatnie próby mają na celu jak gdyby uprzedzenie remontu przez przygotowanie części, które trzeba będzie wymienić, lub które nieoczekiwanie mogą ulec awarii. Oczywiście, liczba ich nie może być zbyt wielka, aby nie zapełniały bezproduktywnie magazynów.

Wszystkie nowe systemy organizowania remontu dźwigów w portach będą musiały, na wzór dotychczasowych, zwracać baczną uwagę na bieżące obsługiwanie i regulowanie maszyn oraz na wykorzystywanie przerw w pracy przeładunkowej, przede wszystkim w porze letniej, jako najodpowiedniejszej. Tylko w wyjątkowych wypadkach, wywołanych bezwzględną koniecznością, będzie można od tej zasady odstąpić.

Mgr Mieczysław Grudzień

FUNDAMENTY NA PALACH ZAWIESZONYCH

Nośność pojedyńczego pala w gruncie spoistym można wyznaczyć tylko przez próbne obciążenia. Ale wyznaczanie nośności g r u p y pali metodą próbnych obciążeń byłoby niepraktyczne i prawie niewykonalne. Dlatego fundamenty na palach zawieszonych rozwiązuje się dość dowolnie, „na wyczucie", dość różnie przez różnych inżynierów. Wiele fundamentów zbudowano na całkiem fałszywym przyjęciu, że — dajmy na to — 10 pali niesie 10 razy więcej niż pojedyńczy pal.

Wielu inżynierów oznacza nośność większej grupy pali nie na podstawie liczby pali, ale na podstawie o b w o d u całej grupy, o ile pale nie są od siebie zbyt oddalone (maksymalnie 1,20 m).

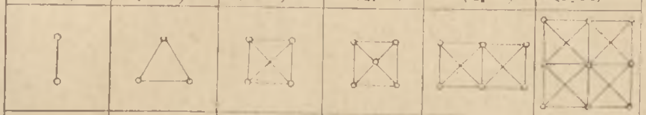
T e r z a g h i podaje następującą praktyczną wskazówkę (*Soil Mechanics in Engineering Practice* — 1948) do obliczania nośności grupy pali w miękkim ile albo w plastycznym pyle: nośność grupy pali nie powinna przekraczać połowy albo — lepiej — $^1/_3$ sumy nośności pojedyńczych pali.

Jacob F e l d pisze (*Proceedings of A. S. C. E.* — 1943), że on sam w swej praktyce inżynierskiej używał prostej metody do określenia nośności grupy pali

w stosunku do udźwigu pojedyńczego pala. Nośność pala w grupie równa się nośności pojedyńczego pala minus $^1/_{16}$ dla każdego sąsiedniego pala. Metodę tę ilustruje tablica I.

TABLICA I

2 pale	3 pale	4 pale	5 pali	6 pali	9 pali
@ $\frac{15}{16}$	@ $\frac{15}{16}$	@ $\frac{13}{16}$	4 @ $\frac{13}{16}$ 1 @ $\frac{12}{16}$	4 @ $\frac{13}{16}$ 2 @ $\frac{11}{16}$	4 @ $\frac{13}{16}$ 4 @ $\frac{11}{16}$ 1 @ $\frac{8}{16}$
(1.87)	(2.81)	(3.25)	(4.00)	(4.62)	(6.50)



Liczby w nawiasach oznaczają nośność grupy pali w stosunku do pojedynczego

Powszechnie wiadomą również rzeczą jest, że próbne obciążenie pala zawieszonego bezpośrednio po zabiciu da wyniki gorsze niż powtórne, po upływie pewnego czasu.

Na ogół inżynierowie zdają sobie sprawę, że nośność grupy pali zawieszonych nie jest sumą nośności pojedyńczych pali, że rozstaw pali i ich układ geometryczny są rzeczą ważną.

Nikomu jednak nie udawało się uzasadnić teoretycznie powyższych reguł, a tym bardziej znaleźć praktycznych wskazówek do projektowania rusztów zawieszonych.

Dlatego z wielkim uznaniem powitano poważną pracę inż. Franka M a s t e r s a w *Proceedings of American Society of Civil Engineers, (paper* Nr 2174, 1943) pt. *„Timber Friction Pile Foundation"*, w której przepracował on wyniki licznych doświadczeń i nadał zasadom, które stosowano raczej na wyczucie, formę matematyczną.

Obszerna dyskusja wykazała, że doświadczeni inżynierowie, jak również i teoretycy przyznają słuszność wywodom Mastersa, krytycznie odnosząc się jedynie do zbyt daleko idących uogólnień. Metoda Mastersa daje i l o ś c i o w e rozwiązanie problemu nośności grupy pali zawieszonych, stąd jej wielka waga i użyteczność. Korzyści płynące z jej stosowania inżynierowie amerykańscy szacują na miliony dolarów rocznie. Wychodząc z założenia, że i w Polsce można by na tym nieco zaoszczędzić, warto się bliżej zapoznać z metodą Mastersa.

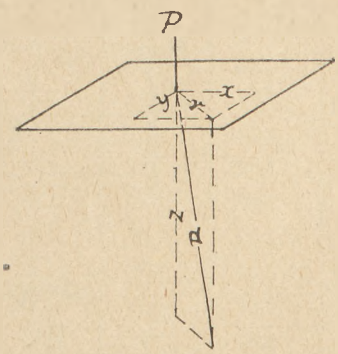
Jest rzeczą wiadomą, że inżynier jest często zmuszony zakładać fundamenty pod ciężkie budowle (najczęściej mosty) w ujściach rzek, gdzie w korycie spoczywają do dużej głębokości pyły, muły, iły. Niemożliwe staje się w takich wypadkach dostać się do bardziej wytrzymałego, pewnego gruntu (piaski, żwiry) i pobudować tzw. ruszty stojące. Poza tym pale drewniane (najtańsze i dostatecznie trwałe, o ile znajdują się pod zwierciadłem wody) coraz trudniej jest otrzymać w większych długościach. Jednym słowem ruszty palowe zawieszone, tzn. nośność których zależy tylko od a d h e z j i otaczającego gruntu, są i będą częstym wypadkiem w praktyce inżynierskiej. Pale te można nazwać „tarciowymi", jakkolwiek to adhezja przenosi obciążenie pali na grunt poprzez pionowe naprężenia ścinające, które są największe na skraju pojedyńczego pala lub na obwodzie grupy pali. Nachylenie pala tarciowego nie odgrywa prawie żadnej roli w jego nośności, która zależy tylko od długości, średnicy, zbieżności pala i wytrzymałości gruntu na ścinanie. Ta ostatnia może wzrastać razem z głębokością dzięki wzrostowi ciśnienia wewnętrznego. Jednak skutkiem tego, że średnica pala w głowie jest większa niż w końcu — nośność jednostki długości głowy nie jest przeważnie mniejsza niż nośność końca.

Doświadczenia wykazały, że wzory dynamiczne na nośność pali, w których wchodzą ciężar młota i ilość uderzeń na jednostkę „wpędu", nie nadają się do pali zawieszonych. Prawdopodobnie dlatego, że cechy charakterystyczne gliny, iłu czy gruntów pylastych są podczas zabijania pali całkiem różne od cech gruntu, kiedy pal jest w stanie spoczynku czy statycznych obciążeń. Obciążenia próbne pali, które mierzą ciężar powodujący określone z góry zagłębienie w określonym czasie, również nie mogą być miarodajne do obliczania nośności pali tarciowych, nośność ta bowiem zależy bardziej od wytrzymałości na ścinanie gruntu otaczającego pal, niż od ściśliwości warstw leżących pod ostrzem.

Teoretyczne podstawy wzorów Mastersa

Różne teorie i wzory próbowano zastosować do praktycznych wyników rozkładu naprężeń w gruncie pod wpływem obciążonego pala. Próbowano na przykład zastosować proste i znane prawo rozkładu obciążenia pod kątem 60° do poziomu. Ale doświadczenia ujęte wykresowo przekreślały tę metodę. Również wzory M i n d l i n a, który zakłada ciągnienie w gruncie, nie sprawdzają się w doświadczeniach.

Tylko klasyczne wzory B o u s s i n e s q a na rozkład ciśnień w jednorodnym materiale poniżej obciążenia punktowego, rozszerzone na obciążenia liniowe, sprawdzały się w wyniku badań. Wzór Boussinesqa, którego się często używa do oznaczenia naprężeń poniżej stopy fundamentu, przedstawia się jak następuje (rys. 1):



Rys. 1

Ciśnienie pionowe (równoległe do osi Z) —

$$\sigma_r = \frac{3 \cdot P \cdot z^3}{2\pi \cdot R^5}$$

Ciśnienie poziome (równoległe do „r"), jeśli „stosunek Poissona" dla gruntu równa się 0,5 —

$$\sigma_h = \frac{3 \cdot P \cdot r^2 \cdot z}{2\pi \cdot R^5}$$

Jednostkowe naprężenia ścinające prostopadłe do r $\tau_r = \frac{3 \cdot P \cdot r \cdot z^2}{2\pi \cdot R^5}$

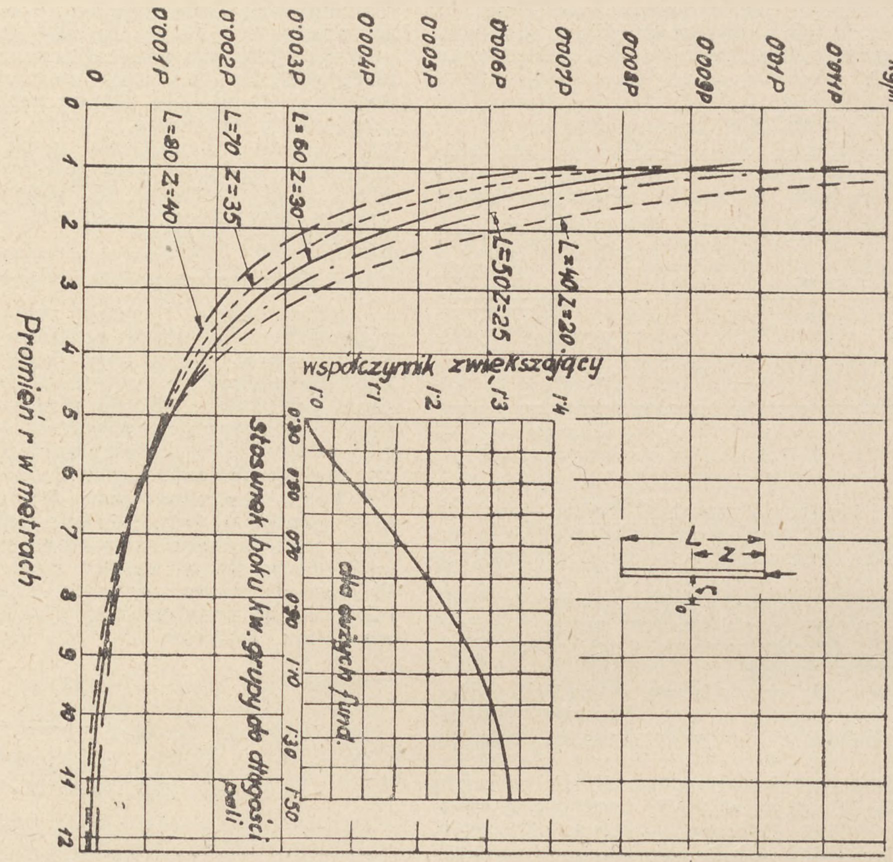
Jednostkowe naprężenia ścinające równoległe do X

$$\tau_x = \frac{3 \cdot P \cdot x \cdot z^2}{2\pi \cdot R^5}$$

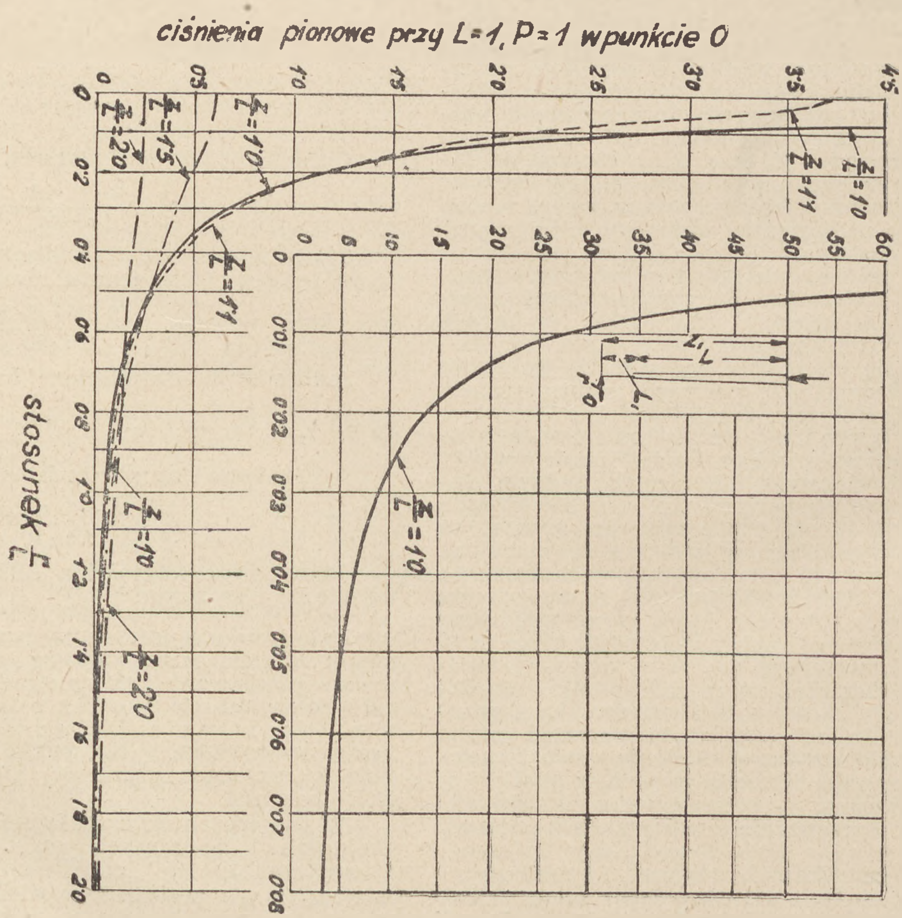
Jednostkowe naprężenia ścinające poziome równoległe do r są równe τ_r.

Pale tarciowe przekazują gruntowi p i o n o w ą linię obciążenia przez pionowe naprężenia ścinające, wzdłuż płaszczyzny gruntu otaczającego pal i w rezultacie mamy c i ś n i e n i e p o d p a l e m i ś c i n a n i e d o k o ł a p a l a. Dlatego Masters, wzory Boussinesqa wyprowadzone dla punktowych obciążeń, całkuje w granicach głębokości zabicia pala (pionowej linii obciążeń).

W ten sposób wyprowadzone wzory naprężeń ściskających i ścinających są dosyć skomplikowane i przytaczanie ich „in extenso" zajęłoby zbyt dużo miejsca, a nie przyniosłoby wiele pożytku inżynierowi na budowie. Dlatego w dalszym ciągu ograniczę


kg/m²
L=80 Z=40
L=70 Z=35
L=60 Z=30
L=50 Z=25
L=40 Z=20
współczynnik zwiększający
dla dużych fund.
stosunek boku kw. grupy do długości pali
Promień r w metrach

Rys. 2


ciśnienia pionowe przy L=1, P=1 w punkcie 0
stosunek r/L

Rys. 3

TABLICA II

Nr rzędu w kwadracie	Nr pala	Rozstaw pali 0,76 m			Rozstaw 0,92 m			Rozstaw 1,22 m		
		12,20 m dług.	18,30 m dług.	24,40 m dług.	12,20 m dług.	18,30 m dług.	24,40 m dług.	12,20 m dług.	18,30 m dług.	24,40 m dług.
Średnica w cm										
Głowa		35.6	35.6	35.6	35.6	35.6	35.6	35.6	35.6	35.6
Ostrze		22.8	20.3	17.8	22.8	20.3	17.8	22.8	20 3	17.8
		OBCIĄŻENIE KRYTYCZNE W TONACH								
1	1	41.0 [1]	58.8 [1]	75.0 [1]	41.0 [1]	58.8 [1]	75.0 [1]	41 0 [1]	58.8 [1]	75.0 [1]
2	4	29.0 [1]	42.2 [1]	54.4 [1]	30.5 [1]	44.4 [1]	57.0 [1]	32.6 [1]	47.4 [1]	60.6 [1]
3	9	23.3 [1]	33.7 [1]	43.5 [1]	25.2 [1]	36.4 [1]	47.0 [1]	28 3 [1]	40.6 [1]	52.0 [1]
4	16	19.9 [1]	28.5 [1]	36.8 [1]	22.2 [1]	31.5 [1]	40.4 [1]	25.8 [1]	36.3 [1]	46.2 [1]
5	25	17.7 [1]	25.0 [1]	32.1 [1]	20.2 [1]	28.1 [1]	35.9 [1]	23.6	33.4 [1]	41.9 [1]
6	36	16.2 [1]	22.6 [1]	28.8 [1]	18.5	25.8 [1]	32.5 [1]	21.7	31.5 [1]	39.0 [1]
7	49	15.0	20.8 [1]	26.1 [1]	16.9	24.0 [1]	22.9 [1]	20.3	29.1	36.6 [1]
8	64	13.9	19.4 [1]	24.2 [1]	15.9	22.6	28.0 [1]	19.3	27.3	34.6
9	81	13.0	18.3 [1]	22.6 [1]	14.9	21.0	26.4 [1]	18.3	25.8	32 5
10	100	12.2	17.1	21.3 [1]	14.4	20.0	24.8	17.8	24.7	30.8
11	121	11.7	16.1	21.1 [1]	13.7	18.8	23.7	17.2	23.5	29.4
12	144	11.2	15.4	19.1	13.1	18.0	22.0	16.8	22.7	28.2
13	168	10.8	14.7	18.2	12.9	17.3	21.4	16.5	22.0	27.2
14	196	10.6	14.0	17.3	12.5	16.7	20 4	16 1	21 4	26.2
15	225	10.4	13.7	16.4	12.2	16.2	19.7	16.0	20.8	25 7
16	256	10 2	13.2	15.9	12.1	15.8	19.2	15.9	20.4	24.9
17	289	9.9	12.9	15.4	11.9	15.3	18.4	15.8	20.1	24.5
18	324	9.7	12.4	14.8	11.8	15.0	18.0	15.7	19.9	23.9
19	361	9.5	12.2	14.3	11.7	14.7	17.6	15.6	19.5	23.5
20	400	9.4	12.0	13.9	11.5	14.4	17.0	15.6	19.3	23.1
21	441	9.3	11.8	13.5	11.5	14.1	16.7	15.5	19.2	22.8
22	484	9.3	11.4	13.2	11.4	14.0	16.3	15.4	19.0	22.5

[1]) Obliczenie ze względu na sumaryczne ścinanie w połowie wysokości narożnego pala. Wszystkie inne obliczone ze względu na ścinanie sumaryczne w pewnym punkcie p o n i ż e j środka wysokości narożnego pala.

się do podania wykresów i tabel, z których może skorzystać inżynier i technik na budowie.

Oznaczanie obciążenia krytycznego grupy pali

Aby znaleźć obciążenie krytyczne grupy pali Masters proponuje następującą metodę: najpierw obciążyć pojedyńczy pal (zabity w miejscu przyszłego rusztu palowego) do punktu krytycznego, to znaczy do momentu, kiedy pal zacznie tonąć. Obciążenie pala w tym momencie, tzw. obciążenie krytyczne, należy podzielić przez powierzchnię boczną pola, kontaktującą się z gruntem; otrzymamy wtedy przeciętne tarcie na pobocznicy, równe wartości ścinania krytycznego *(the shear failure)* w połowie wysokości pala.

Ustalono, że największe naprężenia ścinające występują na zewnętrznej powierzchni pali narożnych i tam też powstają najpierw zerwania gruntu.

Projektując więc ruszt palowy, przeliczamy najpierw ciężar przypadający na każdy pojedyńczy pal, obliczamy wpływ każdego z pali na naprężenia ścinające wzdłuż pala narożnego (czy w ogóle krytycznego) w ten sposób, że z krzywych (rys. 2) znajdujemy ścinanie wokół każdego z pali i mnożymy je przez sinus kąta działania (jest to kąt, jaki tworzy linia łącząca dany pal i pal krytyczny z płaszczyzną załamania; płaszczyzna zaś załamania przechodzi przez zewnętrzną płaszczyznę pala narożnego, prostopadle do przekątnej układu geometrycznego pali).

Kiedy doda się wpływ naprężeń wszystkich pali do „własnych" naprężeń pala krytycznego (własne, tzn. powstające od bezpośredniego obciążenia przypadającego na dany pal, równe P/A, otrzymuje się (z wykresu) ułamek dziesiętny mnożony przez P. Jeśli teraz podzielimy wartość ścinania krytycznego (otrzymanego z próbnego obciążenia pojedyńczego pala) przez ten ułamek dziesiętny, otrzymamy obciążenie krytyczne pala narożnego, a co za tym idzie krytyczne obciążenie grupy pali. Całe to obliczenie jest uproszczone przy użyciu krzywych opracowanych przez Mastersa. Na rys. 2 mamy krzywe, z których możemy odczytać wartość ścinania pionowego gruntu, w połowie wysokości pali o długości L równej 40, 50, 60, 70, 80 stóp, w odległości „r" od osi pala.

Obliczenie bezpiecznych obciążeń

Metoda Mastersa obliczania obciążeń krytycznych grupy pali uwzględnia przede wszystkim ścinanie gruntu. Ale przy projektowaniu rusztów zawieszonych dopuszczalne obciążenie grupy pali powinno dawać pełne bezpieczeństwo: 1) — ze względu na możliwość ścięcia gruntu, 2) — ze względu na gwałtowne osiadanie z powodu pionowych ciśnień wywołanych przez

TABLICA III.

Długość — 12,20 m, średnica pala w głowie — 35,6 cm, w ostrzu — 22,8 cm. Przy długości pala — 18,30 m, średnica pala w głowie — 35,6 cm, w ostrzu — 20,3.

Głęb. w m pod ostrz.	jeden pal	3 rzędy 9 pali	4 rzędy 16 pali	5 rzęd. 25 pali	7 rzęd. 49 pali	9 rzęd. 81 pali	11 rzęd. 121 pali	13 rzęd. 169 pali	15 rzęd. 225 pali	17 rzęd. 289 pali
a) pale 12,20 m, rozstaw 0.91 m										
0	1.85	3.40	4.05	4.82	6.05	7.14	8.10	8.89	9.58	10.12
1.22	0.24	1.49	2.12	2.86	4.15	5.27	6.30	7.11	7.84	8.49
6.10	0.04	0.34	0.58	0.88	1.57	2.35	3.18	4.03	4.82	5.60
12.20	0.01	0.14	0.25	0.38	0.71	1.14	1.66	2.17	2.70	3.21
b) pale 12.20 m, rozstaw 1.22 m										
0	1.85	2.99	3.42	3.95	4.77	5.44	5.97	6.38	6.73	6.99
1.22	0.24	1.26	1.69	2.34	3.09	3.79	4.38	4.88	5.28	5.63
6.10	0.04	0.33	0.55	0.82	1.41	2.01	2.64	3.22	3.75	4.22
12.20	0.01	0.14	0.24	0.36	0.69	1.07	1.47	1.86	2.27	2.70
c) pale 18.30 m, rozstaw 0.91 m										
0	1.41	2.45	2.92	3.49	4.45	5.30	6.11	6.84	7.51	8.13
1.22	0.10	0.80	1.22	1.72	2.64	3.51	4.36	5.15	5.85	6.46
6.10	0.02	0.15	0.27	0.42	0.79	1.21	1.69	2.23	2.79	3.34
12.20	0.00	0.06	0.11	0.17	0.32	0.53	0.79	1.07	1.39	1.73
d) pale 18.30 m, rozstaw 1.22 m										
0	1.41	2.19	2.52	2.92	3.56	4.13	4.66	5.11	5.49	5.82
1.22	0.11	0.69	1.00	1.39	2.04	2.64	3.18	3.66	4.08	4.45
6.10	0.02	0.15	0.27	0.42	0.75	1.12	1.53	1.96	2.38	2.78
12.20	0.00	0.06	0.11	0.17	0.32	0.52	0.75	1.01	1.28	1.55

ciężar własny, użyteczny, i obciążenia dynamiczne. Obciążenie stałe może powodować osiadanie rozłożone na dłuższy okres czasu, bez powodowania ścięcia czy też zerwania gruntu.

Do obliczenia ciśnień pionowych, powstających w gruncie pod ostrzami pali, Masters opracował również wykresy pokazane na rys. 3. Wykreślona krzywa daje nam wartości ciśnień pionowych przy L = 1, P = 1, na głębokości Z, w odległości r od osi pala. Wartości odczytane na osi rzędnych trzeba przemnożyć przez P/L^2.

Oczywiście i tu trzeba pamiętać o sumowaniu się naprężeń i maksymalnych ciśnień szukać pod środkowym palem.

Masters opracował również tablice, które mogą być wielce pomocne praktykującemu. Tablica II podaje obciążenia (w tonach) krytyczne (na pal) kwadratowej grupy pali przy wytrzymałości gruntu na ścinanie 3,66 t/m². Ale rezultaty mogą być odniesione proporcjonalnie i na inne wartości oporu gruntu na ścinanie.

Masters opracował również tablicę, z której od razu możemy odczytać ciśnienie pionowe, w tonach na metr kwadratowy, pod środkowym palem kwadratowej grupy pali, obciążonych po 10 ton na każdy pal. Rezultaty podane w tabeli można odnieść proporcjonalnie i na inne obciążenia.

Praktyczne wskazówki do projektowania

1. Wykonać dostateczną ilość wierceń w miejscu budowy celem ustalenia jednolitości gruntu i zbadania, czy warstwa nośna jest nieosiągalna palowaniem (aby zabić ewentualnie pale stojące).

2. Zabić pal próbny na projektowaną głębokość i jeśli liczba uderzeń młota na jednostkę wpędu wzrasta stopniowo ze wzrostem zagłębienia, to mamy do czynienia z palem „tarciowym", rozkładającym ciężar w sposób, jaki podaje teoria Mastersa. Należy przy tym użyć więcej niż jednego pala, celem zbadania całego miejsca budowy.

3. Obciążyć pal aż do momentu zapadania się, które objawi się gwałtownym wzrostem osiadania wyrażającym się w kilku calach. Z obciążenia notowanego w tym momencie można obliczyć wartość ścinania krytycznego gruntu, dzieląc obciążenie krytyczne przez powierzchnię (pala) kontaktującą się z gruntem.

4. Mając tę maksymalną wytrzymałość gruntu na ścinanie, można określić, używając tablicy II, obciążenie krytyczne na pal dla pewnej przyjętej grupy pali i wybrać obciążenie użytkowe, zapewniając wystarczający współczynnik bezpieczeństwa (w zależności od wielkości grupy i charakteru obciążenia).

Dla niezwyczajnych grup obciążenie krytyczne można określić przy pomocy wykresu (rys. 2).

5. Znaleźć przybliżone wartości ciśnień pionowych pod palem środkowym grupy przy obranym użytkowym obciążeniu na pal, używając tablicy III (mogą być konieczne pewne interpolacje). Jeśli ciśnienie wydaje się niebezpieczne, albo grupa jest niezwyczajna, wtedy uzyskamy wynik bardziej dokładny, używając wykresu 3.

6. Jeśli wykonamy badania ściśliwości próbek gruntu spod i dokoła pali, to wówczas można wyliczyć, mając wyliczone ciśnienia pionowe z krzywych czy tablic, teoretyczne, maksymalne osiadanie pali pod wpływem obciążenia użytkowego. To teoretyczne osiadanie może się praktycznie nie zrealizować całkowicie, zwłaszcza przy rusztach palowych, niosących sztywne filary, gdzie sztywność podeszwy powstrzymuje osiadanie, z powodu niższych ciśnień pod brzegami. Jeśli natomiast fundament pod dużym budynkiem pomyślany jest jako oddzielne płyty fundamentowe, to wtedy osiadanie może powstać pod środkową płytą.

Inż. Stefan Rolla

NOWA METODA USUWANIA WRAKÓW

(na tle prac wykonanych w porcie Bordeaux)

Przez pierwsze lata powojenne głównym problemem odbudowy portów morskich było oczyszczenie z wraków torów wodnych, basenów i nabrzeży portowych.

W jednym z ostatnich numerów „Annales des Ponts et Chaussés“, dwaj autorzy: André Bron i Alphonse Grange, ujęli w formie artykułu prace wrakowe portu Bordeaux, z którymi byli ściśle związani. W artykule pominięte zostały szczegóły techniczne wydobywania zatopionych statków, niemniej dla nas, którzy musieliśmy wiele podobnych prac wykonać sami w odmiennych warunkach lokalnych i technicznych, interesujący jest sam opis obrazujący ogólną sytuację portu i metody, zastosowane do podnoszenia wraków.

Sytuacja ogólna

Z chwilą zakończenia działań wojennych zainwentaryzowano 202 jednostki zatopione w porcie, poza tym kilkanaście statków w rzece i na redzie.

Zarząd portu, zmuszony początkowo do liczenia jedynie na własne b. skromne środki techniczne, ustalił przede wszystkim priorytet usuwania wraków.

Pracę zapoczątkowano podniesieniem wraków z trzech suchych doków, celem przystosowania tychże do remontu dalszych wydobytych jednostek. Następnie podniesiono kilka jednostek, koniecznych dla uruchomienia najbardziej pilnych potrzeb portu. Później przerzucono cały wysiłek na oczyszczenie toru wodnego w Lagrange, który stanowił klucz do portu Bordeaux.

Mimo możliwości osiągnięcia natychmiast kilku łatwych sukcesów, Zarząd Portu konsekwentnie szedł po obranej linii kolejności potrzeb, celem wyzyskania do maksimum ubogich środków technicznych, będących do jego dyspozycji na początku prac.

Sytuacja wrakowa

Na 19 jednostek zatopionych u wejścia do portu, 9 leżało w samym środku toru wodnego. Inne, położone poza torem wodnym, nie były jeszcze podniesione w 1948 r., z wyjątkiem dwóch jednostek, jako nadających się do remontu. Wzmiankowanych wyżej 9 jednostek stanowiło dwie zapory odległe od siebie o 500 m., przegradzające całą szerokość toru wodnego.

Już w końcu 1944 roku najlepsi specjaliści ratownictwa morskiego uważali problem Bordeaux za jeden z najtrudniejszych do rozwiązania. Zatopienie statków przez Niemców zostało wykonane szczególnie złośliwie i umiejętnie. Wybuchy zniszczyły nie tylko poszycie jednostek, ale i grodzie wodoszczelne oraz wręgi. Częstokroć maszynownie były niedostępne dla nurków wskutek zupełnego zablokowania zniszczonymi częściami maszyn.

Niektóre jednostki były załadowane rudą żelazną i ciężkimi maszynami lub częściami maszyn o pojedyńczej wadze ponad 50 ton, znajdującymi się nie tylko w ładowni głównej, ale i w międzypokładzie. Ponadto prądy i wiry wokoło wraków były tak silne, że nurkowanie było możliwe jedynie przez $^1/_2$ do $^3/_4$ godziny w chwili zmiany kierunku pływów.

Zamącenie wody mułem absolutnie uniemożliwiało jakąkolwiek widzialność pod wodą, nawet na odległość kilku decymetrów — z tego powodu całość prac podwodnych wykonano po omacku.

Głębokości nurtu, niegdyś dość uregulowane, zostały zupełnie zakłócone. Miejscami powstały doły wymyte w piasku mulistym. W odstępach czasu zaledwie kilkutygodniowych stwierdzono namulenia do 2,5 m oraz doły do 6,5 m.

Zamulenie wraków dochodziło do kilku metrów. Kilka wraków przełamało się wskutek podmycia dna i braku podparcia. Zawartość mułu we wrakach częstokroć dochodziła wagowo do ciężaru kadłuba. Przy podnoszeniu jednego ze statków ilość mułu wewnątrz kadłuba oszacowano na 18.000 ton. Ponad 50% mułu usunięto przy podnoszeniu i po postawieniu na pływanie, resztę zaś usunięto w suchym doku.

Pierwsze środki techniczne w postaci motorówek, pomp, sprężarek, aparatów nurkowych itp. pozwoliły na dość szybkie uruchomienie robót rozpoznawczych u wejścia do portu.

Szczupłość lub brak jakichkolwiek pomieszczeń dla zakwaterowania większej ilości pracowników, brak magazynów i urządzeń dla obsłużenia taboru, stanowiły pierwsze duże trudności w organizacji robót na większą skalę.

Dobór ludzi o odpowiednich kwalifikacjach fachowych, jak kierowników robót podwodnych, nurków, pomocy nurkowej, rzemieślników itp., był bardzo utrudniony, szczególnie w tym wypadku, gdzie chodziło o dużą ich liczbę.

Ilość nurków nie przekroczyła 50. Natomiast załoga ratownicza osiągnęła poważną liczbę 400 pracowników.

Dla uruchomienia żeglugi przystąpiono do urządzenia prowizorycznego toru wodnego o głębokości żeglownej do 3 m. z ominięciem zapory wrakowej. Zadaniem głównym był właściwy tor wodny. Z toru wodnego należało usunąć przede wszystkiem dwa statki: m/s *Osorno* oraz s/s *Himalaya*, co pozwoliło w rezultacie zwolnić wąskie przejście wzdłuż brzegu. W drugim etapie postanowiono usunąć dalsze trzy jednostki. To ostatnie zadanie wydawało się niezmiernie trudne; jeden wrak był statkiem bardzo starym i załadowanym rudą żelazną; w każdej chwili groziło przełamanie kadłuba. Drugi był już poważnie pęknięty. Obydwa statki były całkowicie zatopione — nawet podczas odpływu.

Cały wysiłek skierowano na podniesienie *Osorno* i *Himalaya*. Szczęśliwie pokłady główne obu statków wystawały ponad poziom wody podczas odpływu. Zastosowano klasyczną metodę uszczelniania i podnoszenia przez odpompowanie.

M/s *Osorno* — piękny motorowiec 6951 BRT o dług. 150 m, budowy 1938 roku, leżał z przechyłem 10° na lewej burcie. Najpierw ścięto zniszczone i wgniecione w pokład główny nadbudówki. Wyładowano wszystkie kotwice, łańcuchy oraz urządzenia pokładowe. Z wraku usunięto ponad 1000 ton złomu oraz materiałów użytkowych. Usunięto 13 ciężkich sztuk ładunku o pojedyńczej wadze ponad 50 ton. Ładunek ten zastropowano pod wodą w mule. Dzięki zręczności nurków, pracujących po omacku, przesunięto go do luków i podniesiono dźwigiem 60-tonowym, ocalałym szczęśliwym trafem od zniszczeń wojennych. Celem odcięcia dopływu wody podczas wysokich stanów rzeki, zbudowano studnie z blachy stalowej do wysokości 4 m. Wykonanie tych prac umożliwiło odmulenie przedziałów, z wyjątkiem maszynowni, która była w stanie zupełnego zniszczenia przez pożar i wybuch. Uszczelniono po zaślepieniu wszystkie przeboje, których odszukanie było szczególnie utrudnione z powodu zamulenia statku. Wreszcie wszystkie przeboje zostały odszukane i zaślepione już przy próbach pompowania, po obniżeniu poziomu wody.

Wskutek wybuchów zostały kompletnie zniszczone lub zgniecione nadbudówki i grodzie. Całość zniszczonej konstrukcji została wtłoczona do maszynowni, kompletnie tarasując dostęp do miejsc przebojów w kadłubie. W ten sposób został uniemożliwiony, a w każdym razie stał się bardzo niebezpieczny, dostęp nurków do miejsc pracy. Prace polegały nie tylko na zaślepieniu przebojów, ale także na uszczelnianiu grodzi. Przechył statku, wysoki stopień zamulenia i zatopienie pokładu głównego oraz zapadnięcie się kadłuba w muliste i płynne dno — sprawiły, że zachowanie stateczności statku wymagało specjalnych środków ostrożności podczas operacji podnoszenia. Obliczenia stateczności statku, oparte w większości wypadków na wartościach szacunkowych, doprowadziły do konieczności zastosowania momentu przewracającego statek do właściwej pozycji o wartości 8500 tm.

Z rozbiórki *Osorno* uzyskano pięć wind elektrycznych, doprowadzono je do stanu użyteczności, i użyto do dalszego wydobywania wraku. Fundamenty pod windy wykonano na studniach betonowych, zapuszczonych w muł i wypełnionych betonem. Studnie posiadały wymiary ⌀ 3 m i głęb. 8 do 10 m.

Suma udźwigu pięciu wind po zastosowaniu talii wynosiła 600 ton. Talie przymocowano do wierzchołka masztu oraz do sześciu trójkątnych ramion ramowych o konstrukcji żelaznej, ustawionych na pokładzie. Ramy o wysokości 10 m oparto na pokładnikach prawoburtowych. Pokładniki wzmocniono specjalną konstrukcją. Wzmocniono również blachy pasa górnego. Kadłub zacumowano do innych wraków zatopionych w pobliżu. Cumy przepuszczo-

no pod kilem statku i umocowano do lewej burty na pokładzie. Pierwsza próba podnoszenia odbyła się w czerwcu 1945 r. Łączna wydajność pomp wynosiła 7630 t/h. Podczas pracy nastąpiło zapowietrzenie pomp z braku urządzeń do ich opuszczania w miarę odpompowywania wody z kadłuba. Obliczone konieczne obniżenie poziomu wewnątrz kadłuba dla uzyskania odpowiedniego wyporu wynosiło 5,15 m. Przy pierwszej próbie uzyskano obniżenie tylko do 4 m. w przedziałach dziobowym i rufowym, zaś 3,80 m w maszynowni. Po wprowadzeniu ulepszeń we wrześniu 1945 r. ponowiono próby podnoszenia. Tym razem wzmocniono słupami i blachami pokład i burty. Wydajność pomp podniesiono do 8780 t/h. W dwóch ładowniach zawieszono pompy nad studniami. Wiatr i stan wody były mniej korzystne niż przy pierwszej próbie. Praca została nagle przerwana gwałtownym dopływem wody z bunkrów przyległych do maszynowni. Badanie szczegółowe wykazało obecność jeszcze jednego dużego przeboju, nie ujawnionego poprzednio z powodu zamulenia. Muł zalepiający otwór został wyparty ciśnieniem wody, wytworzonym na skutek odpompowania. Mimo ujawnienia dalszych niebezpiecznych pęknięć w kadłubie, zaryzykowano decyzję wykonania trzeciej próby odpompowywania. W tym celu uszczelniono wszelkie nowowykryte przecieki i przeboje, wydajność pomp podniesiono do 10960 t/h, przy czym wszystkie pompy zawieszono nad studzienkami, dla umożliwienia ich opuszczania w miarę opadania wody wewnątrz kadłuba. Dnia 30. X. 1945 uruchomiono pompy.

Opadanie wody odbyło się równomiernie w przedziałach dziobowym i rufowym, oraz dość zadawalniająco w maszynowni i ładowniach 2-giej i 3-ciej. Mimo wszystko, poziom wody w kadłubie szybko ustabilizował się w śródokręciu.

Wkrótce rozpoczął się przypływ. W czasie, gdy rufa była już podniesiona o 2,5 m, poziom wody w śródokręciu zaczął przybierać. Ta okoliczność zmusiła załogę do zwolnienia tempa pompowania w skrajnych przedziałach, z obawy o zbyt niekorzystne przeciążenie kadłuba. Niedługo potem poziom wody w przedziałach środkowych szybko się podniósł, na pokładzie zaś powstały poważne sfałdowania. Całość stanu kadłuba zapowiadała się bardzo groźnie. Wszystko wskazywało na poważne nadwyrężenie konstrukcji. Największe osiągnięte obniżenie poziomu wody wynosiło na dziobie 5,30 m, w śródokręciu — 2,80 m i na rufie — 4,80 m.

Trzecia próba zawiodła ostatecznie, mimo, że zastosowano potężne środki techniczne. Stan jednostki nie dawał żadnej nadziei na jej podniesienie. Podkreślić należy beznadziejność podnoszenia przez odpompowywanie w wypadku, kiedy kadłub nie daje pełnej gwarancji wytrzymałości. Drugi wniosek: **„pomp nigdy nie jest za dużo"**.

Z podnoszenia innego wraku: s/s *Elsy Essberger*, 6105 BRT, o długości 134 m, zrezygnowano. Projekt poprzedni, wyparcia wody za pomocą wprowadzenia do uszczelnionego kadłuba sprężonego powietrza, zarzucono. Stan zatopienia wymagał ciśnienia powietrza do 350 gr/cm² przy bardzo słabym stanie kadłuba. Dla zastosowania tej metody należało by uprzednio poważnie wzmocnić pokład główny i międzypokład, wiążąc oba pokłady między sobą dla zmuszenia ich do współpracy. Wymagałoby to skomplikowanych i kosztownych robót podwodnych, trudnych do wykonania i nadzorowania. Obrano więc metodę pompowania. Ścięto wszystkie urządzenia na pokładzie, zaślepiono otwory, ustawiono studzienki nad lukami bez poważniejszych trudności. Wiosną 1945 r. pokazała się poważna rysa w kadłubie, co zmusiło kierownictwo do zaniechania podnoszenia i tego wraku w całości. Postanowiono rozciąć statek na dwie części w okolicy rysy i podnieść każdą z osobna.

„Miażdżenie" wraków materiałami wybuchowymi

S/s *Rastenburg*, o długości 127 m, zatopiony całkowicie pod wodą nawet podczas odpływu, zawierał ładunek 2200 t. rudy żelaznej. Próby usunięcia rudy pogłębiarką chwytakową zawiodły, a to z powodu zbyt silnych prądów, które powodowały dryf chwytaka, mimo jego 3-tonowej wagi. Statek był przechylony o 15°, co nawet w wypadkach doprowadzenia chwytaka do wnętrza statku, bardzo ograniczało promień jego działania.

S/s *Stanasfalt*, o długości 85 m, był również bardzo zamulony. Statek ten, o specjalnej budowie dla transportu asfaltu w zbiornikach cylindrycznych, ustawionych pionowo w ładowni, był w tak opłakanym stanie, że podniesienie jego okazało się niemożliwe.

Już poprzednio rozważano celowość użycia materiałów wybuchowych celem rozsadzenia wraków nie nadających się do podniesienia. W innych portach Francji ciężkie ładunki materiałów wybuchowych do rozbijania i rozpraszania wraków zalegających przejścia były już nieraz stosowane, ale doświadczenia te odnosiły się do portów głębokowodnych, jak np. Marsylia.

W wypadku portu Bordeaux, głębokości w omawianym miejscu sięgały zaledwie 5,5 m do 6 m i były utrzymywane dużym nakładem robót czerpalnych.

Trudność utrzymania głębokości żeglownej zmuszała niejednokrotnie do żeglugi przy niskich stanach wód z rezerwą zaledwie kilkudziesięciu centymetrów wody pod kilem. Nasuwało się rozwiązanie: po ewentualnym rozsadzeniu wraku, wydobyć lub usunąć wszystkie, co do jednego, odłamki, które mogłyby przez pozostawienie ich na miejscu stanowić poważne niebezpieczeństwo dla żeglugi. W warunkach miejscowych, tj. przy silnych prądach oraz wyjątkowo złej widzialności pod wodą, praca wydawała się niesłychanie trudną, żmudną i długotrwałą, a nawet niewykonalną. Niebezpieczeństwo prac podwodnych w tych warunkach było wyjątkowo duże. Ewentualne zastosowanie innego pomysłu, jak wykonanie głębokiego wykopu w dnie przy zastosowaniu materiałów wybuchowych, okazało się niewykonalne, gdyż na głębokości 13 do 16 m zalegała warstwa twardego iłu, co było ograniczeniem głębokości i stanowiło przeszkodę w zastosowaniu tej metody. Pozostawało więc jedynie podnoszenie przy zastosowaniu dźwigów o dużym udźwigu. Należało w tym celu pociąć wraki na części o wadze odpowiadającej nośności środków technicznych, będących do dyspozycji. Silne prądy nazbyt utrudniały użycie np. barek sprzężonych parami, manewrowanie którymi stałoby się trudne i niebezpieczne.

Przystosowano 4 barki (szalandy) o pojemności ładowni ca 400 m³ każda, w taki sposób, aby każda z nich posiadała 150 ton udźwigu na dziobie. Użycie pojedyńczych szaland od dziobu pozwalało na ustawianie ich równolegle do prądu. Rozpoczęto próby od kwietnia 1945 r. na s/s *Rastenburg*. Wydawało się, że największą trudność stanowić będzie pocięcie zamulonych części dna o bardziej skomplikowanej konstrukcji. Tymczasem cięcie poziome burt wykonano w ten sposób, że dno pozostawało w mule, poniżej normalnej głębokości żeglownej. Na poważne trudności natrafiono przy cięciu dziobu i rufy.

Projektowane poprzednio cięcie kadłuba od zewnątrz nie nastręczało większych trudności, natomiast cięcie wewnętrznych elementów, jak grodzie i międzypokłady, zapowiadało się jako robota niesłychanie utrudniona, chociażby z uwagi na konieczność usuwania zamuleń. Części dziobowe i rufowe, specjalnie mocnej konstrukcji, zamierzano ciąć od spodu. Nastąpił długi okres eksperymentów i poszukiwania najlepszych sposobów cięcia wraków przy zastosowaniu materiałów wybuchowych. Pierwszy użyty w pracy materiał wybuchowy — dynamit 70%, okazał się za mało kruszącym. Jako skutki wybuchów stwierdzono tylko deformacje kadłuba. Trzy miesiące stracono na wypracowanie nowej, właściwej techniki pracy. Silny prąd ograniczał czas nurkowania, co znacznie przedłużało prace. Studiowano efekty różnych rodzajów materiałów wybuchowych, dobierano zapalniki oraz rozplanowanie ładunków. W czerwcu 1945 r. właściwy sposób został ostatecznie zdefiniowany. Jednakowoż i ta metoda była jednostronna. Otrzymywano doskonałe wyniki przy cięciach pionowych, natomiast przy cięciach poziomych następowały poważne komplikacje. Niejednokrotnie następowało zapadnięcie się międzypokładów, przy takim pogmatwaniu części i odłamków, że nurkowie nie mogli bezpiecznie pracować.

Po kilku próbach podnoszenia odciętych części statku przekonano się, że warunki lokalne nie pozwalały na dokładne sprawdzenie przez nurka całkowitego odcięcia danej części statku od reszty konstrukcji. Wobec tego i ten sposób zarzucono.

Doświadczenia zdobyte na tych nieudanych próbach musiały w końcu doprowadzić do właściwych sposobów w specjalnie trudnych warunkach Bordeaux. Stwierdzono mianowicie, że pod działaniem wybuchów przy cięciach

poziomych następowało całkowite zapadnięcie się pokładów, przy czym grodzie i ścianki działowe ulegały wyboczeniu. Przekonano się, że rozmieszczone we właściwy sposób na kadłubie i pokładach ładunki, wysadzane pojedynczo, dają w efekcie spłaszczenie statku. Ponadto, ładunki rozmieszczone po linii poziomej przy dnie rzeki powodują wbijanie wraku w dno muliste. Powtarzając wybuchy według pewnego wypracowanego planu, stwierdzono, że wrak zostaje spłaszczony i wbity w muł poniżej żądanej głębokości żeglownej i tym samym zwolniono tor wodny dla żeglugi. Ten sposób usuwania wraku z toru wodnego można nazwać „miażdżeniem" wraku.

Na ogół wraki zatopione były na głębokości od —10 do ± 0.00, zaś twardy ił zalegał na głębokości średnio —14 m. Dzięki takiemu układowi warstw mułu i iłu można było osiągnąć opisane rezultaty. Praca była tak prowadzona, aby żadna część wraku po zakończeniu pracy nie wystawała ponad rzędną —8,5 m. Wyjątek stanowiły nieliczne wraki, położone w częściach rzeki oddalonych od toru wodnego, gdzie dopuszczono rzędną —7 m. Dzięki temu powstawał znaczny zapas głębokości, potrzebny dla przeprowadzania robót czerpalnych przy konserwacji toru wodnego.

Po wypracowaniu tego sposobu wrak s/s *Rastenburg* został „zmiażdżony" w sierpniu 1945 r. Następnie stosowano z powodzeniem tę metodę do innych wraków, stanowiących zaporę.

Niezwłocznie po „zmiażdżeniu" wraków puszczono ruch statków, przy daleko posuniętych środkach ostrożności. Ruch odbywał się głównym torem wodnym na szerokości około 100 metrów. W ten sposób zyskano dodatkowo 1,50 m na zanurzenie statków, udających się do Bordeaux. Od maja 1946 r. można było uważać żeglugę w kanale za przywróconą w warunkach normalnych.

Opisana wyżej metoda „miażdżenia" wraków okazała się w warunkach lokalnych najlepszą, najprostszą, najszybszą i najtańszą. Operacja była prosta, prace posuwały się szybko i sprawnie, a prowadzono je również w nocy. Prace te wymagały bardzo niedużego sprzętu. Fachowość nurków nie wpływa w tej pracy tak bardzo na dobroć wykonania jak w innych. Można było częstokroć przewidzieć z góry efekty i nawet terminy wykonania.

Wadą tej metody było duże zużycie materiałów wybuchowych.

Inż. Piotr Szawernowski

RACJONALIZACJA I WYNALAZCZOŚĆ

NARADA RACJONALIZATORÓW WYBRZEŻA
w dniach 20—22 sierpnia 1950 r.

W gościnnych salach Politechniki Gdańskiej przed kilku tygodniami odbyła się Pierwsza Ogólna Narada Racjonalizatorów Wybrzeża.

Program Narady obejmował w pierwszym dniu obrad wspólne zebranie wszystkich uczestników, na którym — po dwóch referatach o racjonalizatorstwie, wygłoszonych przez przewodniczącego Głównego Komitetu Morskiego Współzawodnictwa Pracy, wiceprzewodniczącego Związku Zawodowego Transportowców ob. Żołdaka i przez przedstawiciela Ministerstwa Żeglugi, naczelnika Wydziału Postępu Technicznego, — przewidziana była dyskusja nad zagadnieniami racjonalizacji i zwiedzanie wystawy otwartej w dn. 20. VIII. (czynnej cały tydzień), poświęconej najwybitniejszym usprawnieniom nowatorów i racjonalizatorów — naszych rybaków, stoczniowców i pracowników portowych.

Drugi dzień obrad przewidywał niezależne posiedzenia branżowe Sekcji Budownictwa i Usług Portowych, Sekcji Rybołówstwa oraz pracowników stoczni i żeglugi, rozpoczęte sprawozdaniami z poszczególnych zakładów pracy; przewidywana dyskusja miała ujawnić wszystkie braki i osiągnięcia.

Wreszcie w trzecim dniu obrad, na zebraniu aktywu racjonalizatorskiego wszystkich instytucyj gospodarki morskiej wybrzeża, miano przedyskutować wyniki obrad dwóch pierwszych dni i przepracować wnioski w sprawie ujawnionych braków oraz trudności; w przyszłości aktyw racjonalizatorski będzie czuwał nad realizacją wysuniętych postulatów.

Posiedzenie branżowe Sekcji Budownictwa i Usług Portowych rozpoczęto wysłuchaniem sprawozdań przedstawicieli Zarządu Portu Szczecin, Zarządu Portu Gdańsk-Gdynia, Państw. Przedsięb. Robót Czerpalnych i Podwodnych oraz Gdańskiego Urzędu Morskiego.

Sprawozdania omawiały rozwój ruchu w zakładach pracy, podawały liczby zgłoszonych i zatwierdzonych pomysłów, sumy oszczędności uzyskanych przez zastosowanie tych pomysłów oraz wartość wypłacanych premii i zaliczek, wyniki prac Klubów Techniki i Racjonalizacji oraz Zakładowych Komisyj Usprawnień.

Tak np. w Z.P.G.G. w I półroczu 1950 r. na ogólną sumę 245 pomysłów przyjęto 138, odrzucono zaś 64, przeznaczając pozostałe do dalszego rozpatrzenia.

Komisja Usprawnień rozpatrzyła znacznie więcej zgłoszonych pomysłów, roztaczając szczególną opiekę nad pomysłami zgłoszonymi do instytucyj, które 1. I. 1950 weszły w skład skomercjalizowanych portów.

Oddział Usprawnień i Wynalazczości opracował ciekawą statystykę odrzuconych projektów, stwierdzając, że w I kwartale br. odrzucono 28%, a w II kwartale tylko 12% zgłoszonych projektów.

Uzyskane oszczędności ze 103 pomysłów wynoszą w skali rocznej ok. 7,9 mil. zł. Tytułem premii i zaliczek wypłacono 2,014 mil. zł, tj. ok. 25% uzyskanych oszczędności.

Bezpośrednie porównanie kwot uzyskanych oszczędności i wartości wypłaconych nagród w poszczególnych zakładach pracy wykazało olbrzymie rozbieżności. Problem ten poruszono w dyskusji po sprawozdaniach, przy czym stwierdzono, że zjawisko to ma źródło w braku wzoru do obliczania wysokości premii; stanowiący o sumie nagrody współczynnik w stosowanych obliczeniach waha się w bardzo szerokich granicach. Zgłoszony w tej sprawie wniosek szedł po linii wprowadzenia trzech współczynników, z których każdy kolejno uwzględnia samodzielność, naśladownictwo i staranność rozpracowania zgłoszonego pomysłu.

Zagadnienie współpracy naukowców Politechniki Gdańskiej z racjonalizatorami omawiali: prof. inż. Hückel, adiunkt inż Bury oraz znany racjonalizator Z.P.G.G. ob. Kosz.

Wskazując na niedoskonałość obecnych form współpracy, mówcy proponowali współpracę w okresie rozpracowywania pomysłu przez pomysłodawcę, przed zgłoszeniem do zakładu pracy. Do tego celu służyłby specjalnie utworzony Klub Pomocy Racjonalizatorom przy Politechnice, oraz tzw. mężowie zaufania, spełniający rolę łączników do spraw racjonalizacji.

Dalej omawiano szeroko sprawę tematyki, którą powinni zająć się usprawniacze.

Ciekawą polemikę wywołało poruszone przez inż. Jacewicza zagadnienie specjalnie troskliwego oceniania pomysłów dużej wagi, przynoszących poważne oszczędności. Przedstawiciel KW PZPR ob. Zasławski postawił tezę, że nawet najmniejsze usprawnienie **powinno być w pełni i równorzędnie oceniane**, gdyż i ono przyczynia się do przyspieszenia tempa realizacji planu sześcioletniego.

Ten sam mówca gorąco polemizował z szeregiem wypowiedzi pracowników instytucyj portowych, krytykujących postęp ruchu racjonalizatorskiego. Ob. Zasławski stwierdził, że mimo szeregu niedociągnięć, jak słaba praca klubów racjonalizatorskich, biurokratyzm niektórych Komisyj Usprawnień, mała aktywność szkolenia racjonalizatorów, brak dostatecznej liczby doradców technicznych,

niedostateczne korzystanie z bogatych doświadczeń znakomitych racjonalizatorów Z.S.R.R. oraz z wydawnictw naukowych i osiągnięć radzieckich w dziedzinie portowej, — ruch racjonalizatorski jest jednak ruchem żywiołowym, wykazującym stały, coraz szybszy postęp.

Podsumowanie dyskusji przez ob. Lebowicza, serdeczne słowa podziękowania i życzeń dalszych sukcesów na polu wynalazczości, złożone przez ob. Żołdaka, zakończyły owocne obrady Sekcji Portowej.

S. Sz.

KOMUNIKATY

OKÓLNIK N. O. T.

Jednym z zasadniczych statutowych celów Stowarzyszeń technicznych jest podnoszenie kwalifikacji oraz formowanie światopoglądu stowarzyszonych. Między innymi środkami, zmierzającymi do tego celu, pierwsze miejsce przypisać należy czasopismom technicznym.

Opierając się na powyższych zasadach, Rada Główna N.O.T., na posiedzeniu w dniu 26 maja br., uchwaliła obowiązek prenumeraty czasopism technicznych dla wszystkich członków Stowarzyszeń. W uchwale przewidziany był obowiązek stałej składki prasowej w wysokości zł 150,—, przy czym każdy z członków miał otrzymywać „Przegląd Techniczny" oraz do wyboru jedno z czasopism branżowych. W międzyczasie zaszły zmiany w kierunku uporządkowania i znormalizowania nakładów, formatów, objętości i cen czasopism technicznych.

W rezultacie powyższego, opierając się całkowicie na linii wytkniętej przez Radę Gł. N.O.T., po porozumieniu z odpowiednimi czynnikami społecznymi i P.K.P.G. oraz uzyskaniu możności dalszych ulg dla członków Stowarzyszeń, Naczelna Organizacja Techniczna podaje do wiadomości wszystkich Stowarzyszeń co następuje:

1. Każdy członek Stowarzyszenia **obowiązany jest** do prenumerowania jednego czasopisma branżowego wg. swego wyboru, korzystając z cen ulgowych 50 zł wzgl. 100 zł. miesięcznie wg. zestawień. Prenumerata „Przeglądu Technicznego" nie jest obowiązkowa, lecz członkowie Stowarzyszeń, którzy interesują się ogólnymi zagadnieniami technicznymi oraz zagadnieniami koncepcyjnymi techniki, mają prawo do prenumerowania „Przeglądu Technicznego" na specjalnie ulgowych warunkach zł 50,—, zamiast 150.

2. Zarządy Gł. obowiązane są do jak najszybszego nadesłania do Działu Czasopism Technicznych N.O.T. aktualnych adresów swych członków, którym rozesłane będą zeszyty okazowe „Przeglądu Technicznego".

3. Do każdego wysłanego egzemplarza „Przeglądu Technicznego" dołączona będzie karta zamówienia.

Każdy członek Stowarzyszenia obowiązany jest, w przeciągu tygodnia od daty otrzymania karty zamówienia, zwrócić ją wypełnioną do Działu Czasopism Technicznych N.O.T., podając wysokość deklarowanej składki prasowej, wynikającej z zamówionych czasopism.

4. Składką prasową objęte są na razie tylko czasopisma techniczne N.O.T. Odnośnie czasopism technicznych, wydawanych przez PWT i Wyd. Komunikacyjne, nastąpi oddzielne zawiadomienie.

5. Wszystkie czasopisma N.O.T. podzielone zostały na następujące grupy:

Grupa „A":

1. „Przegląd Mechaniczny"
2. „Przegląd Spawalnictwa"
3. „Technika Lotnicza"
4. „Przegląd Elektrotechniczny"
5. „Przegląd Telekomunikacyjny"
6. „Inżynieria i Budownictwo"
7. „Przegląd Geodezyjny"
8. „Przegląd Papierniczy"
9. „Przemysł Chemiczny"
10. „Gospodarka Wodna"
11. „Technika Morza i Wybrzeża"
12. „Przemysł Rolny i Spożywczy"

Grupa „B":

1. „Mechanik"
2. „Energetyka"
3. „Przegląd Budowlany"
4. „Gaz, Woda i Technika Sanitarna"
5. „Przemysł Drzewny"
6. „Gazeta Cukrownicza"
7. „Materiały Budowlane"
8. „Szkło i Ceramika".

Grupa „C":

1. „Wiadomości Elektrotechniczne"
2. „Wiadomości Telekomunikacyjne"
3. „Papiernik".

6. Prenumerata ulgowa czasopism technicznych N O T w ramach uchwalonej przez Radę Główną N O T składki prasowej obowiązuje od **1 lipca br.** W związku z tym począwszy od tego terminu Stowarzyszenia nie będą inkasowały składki prasowej od swych członków.

7. Składkę prasową każdy członek Stowarzyszenia powinien wpłacać najmniej za kwartał do P.K.O. na konto I—16598 **„Prenumerata ulgowa czasopism technicznych N.O.T."** przy jednoczesnym zadeklarowaniu w karcie zapotrzebowania wysokości jej, wynikającej z zamówionych czasopism.

8. Wysokość składki prasowej uzależniona jest od zadeklarowanej ilości i grupy czasopisma.

Przykład:

a. Przy prenumeracie Przeglądu Technicznego składka prasowa wynosi zł 50 miesięcznie.

b. Przy prenumeracie jednego czasopisma branżowego grupy A lub B składka prasowa wynosi miesięcznie zł 100.

c. Przy prenumeracie jednego czasopisma branżowego grupy A lub B i Przeglądu Technicznego składka prasowa wynosi miesięcznie zł 150.

d. Przy prenumeracie jednego czasopisma branżowego grupy C składka prasowa wynosi miesięcznie zł 50.

e. Przy prenumeracie jednego czasopisma branżowego grupy C i Przeglądu Technicznego składka prasowa wynosi miesięcznie zł 100.

9. Każdy członek otrzymuje okazowy zeszyt Przeglądu Technicznego, do którego dołączona będzie karta zapotrzebowania. Kartę każdy członek Stowarzyszenia powinien dokładnie wypełnić, wskazując nazwę czasopisma, które w ramach składki prasowej będzie otrzymywał. Wysyłka okazowych zeszytów Przeglądu Technicznego za mies. lipiec i sierpień rozpocznie się w b. miesiącu, dalsze zeszyty wysyłane będą w miarę ich ukazywania się.

10. W wypadku, gdyby składka prasowa za mies. lipiec została przez członka wpłacona do Stowarzyszenia, Stowarzyszenie obowiązane jest wpłacić ją do P.K.O. na konto I—16598. **„Prenumerata ulgowa czasopism technicznych N.O.T."**, przesyłając jednocześnie do działu czasopism technicznych N.O.T. wykaz imienny członków, którzy składkę wpłacili.

11. W wypadku, gdy wpłacona już do Stowarzyszenia składka prasowa za miesiąc lipiec i następne miesiące jest niższa od zadeklarowanej w karcie zapotrzebowania, różnicę powinien członek Stowarzyszenia wpłacić do P.K.O. na wyżej podane konto.

12. W wypadku, gdy składka prasowa wpłacona przez członka do Stowarzyszenia lub do P.K.O. jest większa od zadeklarowanej w karcie zapotrzebowania, różnica będzie zaliczona na poczet prenumeraty następnych miesięcy.

13. W wypadku, gdy członek Stowarzyszenia za wpłaconą już do Stowarzyszenia składkę prasową za miesiąc lipiec rb. otrzymał pismo branżowe, powinien o tym nadmienić w karcie zapotrzebowania, dołączonej do okazowego zeszytu Przeglądu Technicznego.

PRZEGLĄD WYDAWNICTW

„Zasady zabezpieczenia budynków przed szczurami".

Praca Zakładu Higieny Akademii Lekarskiej w Poznaniu, podana przez adiunkta Zakładu dr Aleksandra Brodniewicza. Odbitka z czasopisma „Gaz, Woda i Technika Sanitarna", nr 1, 1950 r.

Zagadnienie walki ze szczurami może być traktowane czynnie lub biernie. Walka czynna, prowadzona systematycznie w całym kraju przez organa publiczne Resortu Zdrowia, polega na truciu pogłowia. Autor podaje metody biernego zwalczania szczura przez szczelne odizolowanie obiektu od możliwości inwazji szczurów, poszukujących żeru i schronienia. Głos ten przyszedł szczególnie w porę.

Obecnie przechodzimy z okresu odbudowy zniszczeń gospodarczych w okres planowej rozbudowy naszych osiedli. Świadomość kolosalnych strat, jakie sprawia przymus dzielenia się produktem żywnościowym z tym natrętnym i żarłocznym konsumentem, strat wynikających z dokonywanych przez szczury podkopów, niszczenia fundamentów, przegryzania przewodów elektrycznych, rur ołowianych i izolacji, — winna skłonić nasze biura projektów do uwzględnienia wszelkich środków technicznych, które mogą doprowadzić budynek do idealnej izolacji przed szczurem.

Omawiana broszura może stanowić poważną pomoc dla inżyniera projektującego budowle i kierującego wykonaniem budowy.

Zagadnienie to nabiera specjalnego znaczenia w porcie i w żegludze morskiej.

Autor podaje, że przybliżone straty wyrządzone przez szczury w środkach spożywczych określa się w Polsce kwotą 50 miliardów złotych rocznie, nie licząc strat ubocznych, powodowanych systematycznym nagryzaniem wszelkich napotkanych przedmiotów, towarów, urządzeń, a nawet zabudowań, przewodów elektrycznych, rur wodociągowych, słupów podporowych. Autor przytacza szereg katastrof o charakterze żywiołowym, jak runięcie wielopiętrowych kamienic, pożary fabryk i statków morskich, spowodowanych przez szczury.

Opisano dokładnie szereg charakterystycznych wypadków zaszczurzenia budynków mieszkalnych, szpitali i magazynów, opierając się na oficjalnych raportach inspekcyj sanitarnych.

W oparciu o spostrzeżenie, że szczury gnieżdżą się chętnie i rozmnażają tam, gdzie bezpośrednio lub w sąsiedztwie znajdują żer i warunki spokojnego rozwoju, natomiast uchodzą niezwłocznie z tych miejsc, w których obrębie nie zdołają zaspokoić swych potrzeb biologicznych, autor usiłuje wskazać uchybienia w konstrukcji budynków, będące przyczyną zaszczurzenia. Podaje on również zasady szczuroszczelności.

Walkę ze szczurami metodą szczelnego odizolowania obiektów budowlanych autor charakteryzuje w następujących punktach;

1. zabezpieczenie całej elewacji budynku, od fundamentów aż po dach, ze szczególnym uwzględnieniem wszelkich otworów naturalnych lub przypadkowych;
2. przestrzeganie szczelności przegród i zamknięć we wnętrzu budynku oraz unikanie tworzenia martwych kątów, przestrzeni trudno dostępnych, wykorzystywanych przez szczury dla stałego zagnieżdżenia się;
3. dobór właściwych materiałów budowlanych lub elementów konstrukcyjnych odpornych na niszczące działanie szczurów oraz na inne czynniki prowadzące do pęknięć, kruszenia itp. nieszczelności;
4. staranne zabezpieczenie miejsc przeznaczonych na przechowywanie żywności oraz zapewnienie racjonalnego sposobu usuwania lub szczelnego składowania odpadków i śmieci.

(Szy)

KRONIKA

W sierpniu br. wchodzi do eksploatacji nowa oceaniczna jednostka naszej floty handlowej — drobnicowiec M/s **„Mickiewicz"**. Został on kupiony od duńskiego armatora J. Lauritzena, pod którego flagą pływał jako „Gladys Dan". Obecnie armatorem statku jest „Żegluga Polska".

Nowa nasza jednostka jest statkiem młodym, bowiem zbudowana została w r. 1947 na znanej stoczni „Burmeister & Wain" w Kopenhadze.

Niektóre dane charakterystyczne: tonaż rejestrowy — 4.467 BRT, 2.378 NRT; nośność — 6.475 TDW; długość całkowita — 132 m; szerokość — 16,8 m; zanurzenie — 7,6 m; szybkość — 16,5 węzła; napęd — siedmiocylindrowy silnik Diesla o mocy 7.000 KM; urządzenia przeładowcze — 15 żurawi o łącznej nośności 110 t (10 po 5 t nośn., 2 — po 10 t, 1 — 15 t i 1 — 25 t); pomieszczenia pasażerskie — 8 miejsc w czterech dwuosobowych komfortowych kabinach na pokładzie łodziowym; typ statku — ochronnopokładowiec. M/s „Mickiewicz" obsługiwać będzie linię Gdynia — Pakistan/Hindustan (Gdynia, Hamburg, Genua, Port Said, Suez, Aden, Karaczi, Bombaj).

z. br.

*

W początkach lipca zaczął pracę parowiec drobnicowy o nośności 3.200 TDW — S/s **„Marchlewski"**. Podawaliśmy już poprzednio, że kadłub jego był pierwszym tej wielkości statkiem wodowanym z pochylni. Statek ten ma długość 91,83 m, szerokość 13,5 m oraz zanurzenie 5,7 m. Ma on 3 ładownie o łącznej pojemności ok. 5.000 m³. Maszyna główna typu Lentz Nr 9 z turbiną na parę odlotową o łącznej mocy zespołu ok. 1.400 KM nadaje statkowi szybkość 11,5 węzła z ładunkiem. Jest to pierwsza instalacja z turbiną zastosowana przez nasze stocznie. Pary dostarczają 2 kotły typu Capus o powierzchni ogrzewalnej 300 m² i ciśnieniu 15 kg/cm². Kotły opalane są ropą. Statek ma wygodne pomieszczenie dla 30 członków załogi.

*

W dniu święta 22 lipca **wodowano na stoczniach 4 nowe jednostki**, w tym 3 większe jednostki rybackie: „Dalmor III", „Dalmor IV" i „22 Lipca", oraz 1 motorowiec drobnicowy 660 TDW, który otrzymał imię „Nysa".

*

Trzy nowe kutry stalowe zostały oddane do użytku P.P. „Arka" w ramach czynu lipcowego. Są to bardzo nowoczesne jednostki, które zdały już egzamin w pracy, zdobywając wysokie miejsca we współzawodnictwie rybackim. W konstrukcji i wyposażeniu tych kutrów uwzględniono nowoczesne zdobycze techniki i doświadczenia eksploatacyjne.

*

W lipcu były w **budowie 3 większe rybackie jednostki motorowe**. Stępki położono 1 maja, obecnie budowa kadłubów jest zaawansowana. 4 jednostki poprzednio zbudowane zostały wodowane w dniu 22 lipca.

*

Stocznia Gdyńska ukończyła **poważny remont podnośnika pontonów**, który był silnie zbombardowany

w czasie wojny. Podnośnik znacznie zwiększy przepustowość dokową stoczni.

*

M/s „Karpaty“ przeszedł w lipcu poważny remont silnika głównego oraz przegląd kadłuba, steru i wału śrubowego.

*

W ciągu sierpnia przeprowadzono **przegląd klasowy** S/s „Śląsk“.

*

Ślusarz Stoczni Gdańskiej Jan Kmiotek opracował **przyrząd do produkcji** szakli okrętowych w postaci matrycy - wykrojnika, którą wycina się szakle z odpadków blachy oraz odpowiednio wygina się je przy pomocy innego przyrządu. Przewiduje się uzyskanie oszczędności na materiale do 200 tys. zł. rocznie.

*

Upłynnienie remanentów w przemyśle okrętowym postępuje w tempie wzmożonym. Specjalna komórka C.Z.P.O. koordynuje prace stoczni. Do maja br. zebrano różne pozycje wartości 167 mil. zł. W czerwcu zgłoszono dalszych 99 mil. zł. Upłynniono już materiały wartości 18 mil. zł.

* * *

Utworzenie Międzynarodowej Rady Żeglugowej w związku z paktem atlantyckim wywołało zaniepokojenie w sferach żeglugowych państw zainteresowanych, które obawiają się skrępowania w kwestiach budowy nowych statków przez nowe przepisy, zmierzające do przystosowania statków do celów wojennych. Armatorzy brytyjscy, którzy opracowują swoje typy statków na zasadzie długiego doświadczenia eksploatacyjnego, z niechęcią poddadzą się wymogom ujednolicenia typów i różnych urządzeń oraz właściwości.

*

Przy **reorganizacji brytyjskiej stoczni Doxforda** zredukowano liczbę pochylni z sześciu do trzech, przy czym liczba statków w budowie będzie nadal utrzymana. Będzie to możliwe dzięki prefabrykacji, spawaniu, redukcji transportu na terenie itd.

*

Zbiornikowce z pomieszczeniami pasażerskimi należą do rzadkości. Ostatnio zbudowano na stoczni szwedzkiej Udewallavarvet pierwszy z serii siedmiu zbiornikowców o nośności 13.500 TDW dla Argentyny, który ma pomieszczenia dla 60 pasażerów. Część tych pomieszczeń jest na śródokręciu, reszta na rufie; są one obszerne i wygodne. Statek ma szybkość 16 węzłów.

*

Obecnie w budowie jest ok. 210 dużych zbiornikowców o łącznej nośności 3.200.000 TDW. **Wielkość zbiornikowca stale rośnie** i nie ulega wątpliwości, że większość statków osiągnie 20.000 TDW i więcej. W budowie jest ok. 30 różnych typów i wielkości, lecz stale postępuje standaryzacja i już ustala się typ 16—16,5 tys. TDW, który reprezentowany jest w budowie przez ponad 60 jednostek. Jest to typ dogodny pod względem wielkości dla zabezpieczenia ciągłości zapotrzebowania na przewóz ładunków, a także w zakresie kosztów eksploatacyjnych.

*

W stoczni Monfalcone koło Triestu wodowano 18 maja 1950 r. pierwszy z dwóch liniowców pasażerskich po 25.000 BRT dla linii południowoamerykańskiej tow. „Italia“. Statek otrzyma 2 silniki „Fiat“ 12-cylindrowe o łącznej mocy 26.000 KM, które mają dać szybkość 21 węzłów. Drugi statek buduje Ansaldo w Genui - Sestri. Koszt takiego liniowca wynosi w Italii około 3 milionów funtów szterlingów.

*

Na początku b. roku dostarczony został armatorowi A. P. Möllerowi w Kopenhadze motorowiec „Else Maersk“ (5.067 TDW, 14,5 węzła), jako pierwszy budowany na zamówienie przez **japońską stocznię** Mitsui, która podpisała umowę z armatorem w połowie lutego 1949 r.

*

Motorowiec duński „Jens Bang“, najnowszy statek pasażerski na trasie Kopenahga — Aalborg, ma tonaż 3.155 BRT i szybkość 20,5 węzła. Ze względu na małe głębokości na trasie, które wynoszą od 8,5 do 30,5 m, zwrócono specjalną uwagę na **spadek szybkości na płytkich wodach.** Próby modelowe były wykonane dla głębokości 12,0 m. Ciekawe są rzeczywiste rezultaty prób nowego statku: na głębokości 30,5 m spadek szybkości jest jeszcze nieznaczny i wynosi 0,2 węzła; na głębokości 15 m „Jens Bang“ osiąga tylko 19 węzłów, a na głębokości 10 m szybkość spada do 17 węzłów.

*

Żegluga norweska cierpi na brak ludzi. Flota handlowa osiągnęła już przedwojenny stan ok. 5 mil. BRT, lecz brak jej młodszych oficerów i obsługi technicznej. Obecnie na statkach norweskich pracuje ok. 12% cudzoziemców, w tym głównie Duńczycy i Niemcy.

*

Szwajcarska flota morska w lutym 1950 r. obejmowała 15 statków, w tym 7 motorowców. Łączny tonaż rejestrowy wynosi 47.876 BRT, a łączna nośność 75.458 TDW. Siedem statków wybudowano w latach 1947—1949, reszta to przeważnie stare parowce. Dwa najnowsze motorowce: M/s „Général Guisau“ i M/s „Anunciada“, mają nośność 9.100 i 9.300 TDW. Wszystkie te statki są eksploatowane przez 12 armatorów, którzy mają przeważnie po jednym statku, jeden z nich ma 3, a dwóch po 2 statki.

*

Pomieszczenia załogi na statkach handlowych, a zwłaszcza na trampach, przechodzą dalszą ewolucję w kierunku większych wygód i higieny. Całkowita powierzchnia pomieszczeń na jednego członka załogi wzrasta; wynosiła ona w typowym wypadku w 1940 r. 12,4 m², zaś obecnie osiągnęła 15 m², na lepszych statkach nawet do 16 m².

Obliczono, że ulepszone pomieszczenia załogi podwyższają koszt nowoczesnego trampa o ok. 3%.

*

Redaktor Naczelny: prof inż. St. Hückel.

Komitet redakcyjny: inż. W. Urbanowicz, inż. St. Szymborski, Sekr. redakcji — dr M. Boduszyńska.

Wydawca: Naczelna Organizacja Techniczna,

Adres Redakcji: Gdańsk-Wrzeszcz, Politechnika, pok. 104, tel. 416-30. — Przyjmowanie interesantów codziennie w godz. 9—12.

Adres Administracji: Administracja Czasopism Technicznych N. O. T., Warszawa, ul. Czackiego 3/5, tel. 89510-16

Cena numeru pojedyńczego 200,— zł, podwójnego —400,— zł. Prenumerata roczna 2.400,— zł., dla członków stowarzyszeń branżowych N.O.T. — 1.600,— zł.

Prenumeratę należy wpłacać na konto PKO Nr XI - 5508 w Gdyni.

Ceny ogłoszeń: 1 str. — 50.000,— zł, 1/2 str. — 30.000,— zł, 1/4 str. — 20.000,— zł, 1/8 str. — 12.000,— zł. 1 mm wiersza w szpalcie — 200,— zł, za ogłoszenia na okładce lub za zamówione miejsce cena o 20% wyższa; przy ogłoszeniach stałych rabat 20%.

Wysokość nakładu: 1000 egzemplarzy. — Format czasopisma: A4, Objętość numeru: 9 ark. Papier druk. satyn 80 g. — Druk ukończono 5. 10. 50

Wykonano w Gdańskich Zakładach Graficznych „Dom Prasy“, Gdańsk, Targ Drzewny 11

Zamówienie Nr 1593/19. 8. 50 — W-1-13990

PRZEGLĄD BIBLIOGRAFICZNY
BUDOWNICTWA OKRĘTOWEGO I MORSKIEGO

OPRACOWANY PRZEZ DZIAŁ DOKUMENTACJI MORSKIEGO INSTYTUTU TECHNICZNEGO
DODATEK DO MIESIĘCZNIKA „TECHNIKA MORZA I WYBRZEŻA"

Rocznik I | Gdańsk, Sierpień - wrzesień 1950 r. | Nr. 1

Gwiazdkami obok porządkowych liczb artykułów oznaczone są publikacje lub ich tłumaczenia znajdujące się w bibliotece Morskiego Instytutu Technicznego.

DZIAŁ ŻEGLUGI

Teoria okrętu i badania modelowe

1* 629.128.001.5:532 C3—9.50

Di Bella A., prof inż.: **Basen doświadczalny Instytutu Budownictwa Okrętowego w Genui.** „La Vasca dell'Instituto di Architettura Navale dell'Universita di Genova". Genua, 1947 — D — 25×18 cm, 26 str., 4 rys., 7 wykr., 1 tabl. — Opis 48-metrowego basenu do badań modeli okrętowych Instytutu Budownictwa Okrętowego Uniwersytetu w Genui. Trudności z uzyskaniem opływu burzliwego wzdłuż badanych modeli pokonano przez zastosowanie modeli o maksymalnej długości, nie narażonych jednak na oddziaływanie ścian basenu. Wózek holowniczy napędzany liną bez końca, oryginalny, czuły dynamometr oporu i urządzenia do rejestrowania oporu i szybkości, wykonane przez Stocznie „Ansaldo". Cechowanie urządzenia przy pomocy modeli, zbadanych w dużym basenie modelowym w Rzymie, oraz płytek tarciowych do celów sprawdzenia stosowalności używanych wzorów na opór tarcia.

2* 629.128.001.5:532 C3—9.50

Hammar H., Nordström H. F., Wernstedt M., Hultin S., Rödström R., Tiselius K.: **Instytut Okrętowy Doświadczalny w Göteborgu.** „Statens Skeppsprovningsanstalt". Sprawozdania, zesz. Nr. 1., Göteborg, 1942, Statens Skeppsprovningsanstalt. D — 25×18 cm, 96 str., 30 fot., 16 rys., 3 wykr., 1 tabl. — Rozdz. I. Rys historyczny powstania Zakładu, wybór wymiarów basenu, analiza i zestawienie kosztów budowy. Rozdz. II. Skrót podstaw teoretycznych badań modelowych, ogólny opis całego Zakładu. Budynki, baseny. Urządzenia do tłumienia i wzbudzania fal. Ochrona i oczyszczanie wody w basenie. Rozdz. III. Zagadnienie wyboru miejsca pod budowę basenu. Rozdz. IV. Szczegóły konstrukcji basenów z szczególnym uwzględnieniem szczelności i sztywności konstrukcji. Oprócz szczelin dylatacyjnych ułożyskowanie konstrukcji betonowej na specjalnych płytach łożyskowych ze stali nierdzewnej. Rozdz. V. Wyposażenie i przyrządy pomiarowe Poziomowanie i wytyczenie szyn. Wózek elektryczny konstrukcji stalowej napędzany elektrycznie. Modele statków i śrub wykonywane na obrabiarkach własnej konstrukcji. Drewniane modele statków. Dynamometry konstrukcji Gebers'a. Rozdz. VI. Obsługa wózka. Regulacja rozbiegu, szybkości jednostajnej i hamowania. Szczegóły napędu i regulacji elektrycznej systemem Ward-Leonarda. Rozdz. VII. Organizacja 8-osobowej Rady i 6-osobowego Zarządu Zakładu w łączności z Wydziałem Budowy Okrętów Instytutu Chalmersa w Göteborgu.

3* 629.128.001.5:532 C3—9.50

Horn F., prof.: **Okrętowe doświadczenia modelowe.** „Schiffsschleppversuche". Handbuch der Experimentalphysik, t. 4., cz. 3., wyd. 1., Lipsk, 1930., W. Wien i F. Harms, — D — 24×17 cm, 109 str., 30 rys., 20 wykr., 2 tabl. — Tłumaczenie wybranych rozdziałów z podręcznika fizyki, obejmuje całokształt zagadnień dotyczących badań modelowych oporów i napędu okrętów. Zjawiska ruchu i napędu statków, badania modelowe, pomiary i budowa przyrządów potraktowane są bardziej z punktu widzenia fizyki niż techniki. Rozdz. I. Ogólne zjawiska opływu i działanie sił występujących podczas ruchu kadłuba i urządzeń napędzających statku. Przekonywujące wyjaśnienia dot. zjawisk, znanych pod nazwą „współdziałanie kadłuba okrętowego z napędem". Rozdz. II. Podstawy teoretyczne badań modelowych kadłubów, napędu, z własnym napędem, specjalnych warunków badań modelowych w postaci modeli całkowicie zanurzonych, modeli statków ślizgowych, badań na wodzie wzburzonej. Podstawy dotyczą: wymagań stawianych przez konieczność spełnienia praw podobieństwa, metod stosowanych w badaniach modelowych z uwzględnieniem, umotywowaniem i krytyką stosowanej metody Froude'a, teorii i krytyki używanych obecnie metod napędu i wreszcie podstawy badania sterów. Rozdz. III. — Krótkie opisy zasad budowy i zastosowania poszczególnych urządzeń, służących do badań modelowych, dotyczące: rozwoju historycznego basenów modelowych, wózków i szyn, napędu spełniającego warunek jednostajności biegu wózka, urządzeń do regulowania głębokości basenów i wytwarzania fal w basenach. Zasady wytwarzania modeli. Przegląd aparatury i przyrządów pomiarowych, tj.: dynamometrów różnego przeznaczenia, urządzeń do badania strumienia, urządzeń do badań zmian zanurzenia i przegłębienia modeli, uchwyty do badań modeli zanurzonych całkowicie, ślizgowych, poruszających się w wodzie płytkiej, urządzeń do holowania płyt itp.

4* 629.128.001.5:532 C—9.50

Lunde J. K.: **Norweski basen do badania modeli okrętowych.** „The Norvegian ship-model tank". Shipbuild. and Shipping Record, Londyn, t. LXXI., nr. 3. stycz. 1949, s. 79, 29×22 cm, 315 str., 6 fot. — Opis zakładu basenów modelowych w Trondheim w Norwegii, składającego się z 170-metrowego basenu dużego i 27-metrowego basenu małego. Dane dotyczące głównych urządzeń badawczych, zagadnień konstrukcji i wykonania budynków, urządzeń wózka holowniczego wraz z napędem i dynamometrami oporów i śrub, wyposażenie warsztatów. Organizacja kierownictwa basenów, powojenna działalność basenu.

5* 629.128.001.5:532 C3—9.50

Davidson K.S.M. (Stevens Institute of Technology, Hoboken): **Wzrastające znaczenie małych modeli dla badań w budownictwie okrętowym.** „The growing importance of small models for studies in naval architecture". Trans Inst. Nav. Arch. and Mar. Eng. U.S.A. t. 49, roczn. 1941, s. 91, 27,5×20,5 cm, 31 str., 10 fot., 2 rys. 10 wykr., 3 tabl., 10 poz. bibl. — Współczesne badania małych modeli wywodzą się z badań modeli yachtów prowadzonych w basenie modelowym Instytutu Stevensa w Hoboken. Na przykładach porównania oporów holowania małych modeli z wynikami holowania dużych modeli, przeprowadzonych w innych basenach, autor wykazuje wystarczającą zgodność, poruszając inne zastosowania prób małych modeli okrętowych, a mianowicie do badania: modeli yachtów na podobieństwo badań płaszczyzn nośnych z zastosowaniem dwuskładowego dynamometru do badań oporów czołowego i bocznego; ożaglowania przez holowanie specjalnie spreparowanego modelu stępką do góry; oporu modeli łodzi typu ślizgowego; ustalonych stanów równowagi statków ślizgowych przy wynurzaniu lub zanurzaniu się dziobu, istnienie ustalonego stanu równowagi przy zanurzaniu dziobem; kołysania podłużnego i zanurzeniowego z zastosowaniem metody filmowania modelu lub metody rysikowej; zwrotności jako problemu szczególnie doniosłego dla łodzi ślizgowych, zagadnienie wzdłużnej niestateczności dynamicznej wyrażającej się dynamicznym wynurzeniem się dziobu (porpoising). Stwierdzenie ostateczne: zagadnienie zastosowania małych modeli nie jest ograniczone brakiem zagadnień technicznych, lecz zależy wyłącznie od możliwości stworzenia odpowiedniej techniki doświadczalnej i stworzenia odpowiednich warunków badawczych. Bardzo obszerna dyskusja oprócz zagadnień referatu naświetla możliwości zastosowania małych modeli do prób z własnym napędem, zagadnienie współpracy małych basenów modelowych z konstruktorami, zagadnienie dobrania odpowiednich do przeliczeń współczynników oporu.

6* 629.123.001.5:532 C3—9.50

Mumma A.G. (The David W. Taylor Model Basin, Carderock). **Tunele kawitacyjne w basenie modelowym im. D. W. Taylora.** „The variable pressure water tunnels at the David W. Taylor model basin". Trans. Ins. Nav. Arch. and Mar. Eng. U.S.A. t. 49, roczn. 1949. s. 47. 27,5×20,5 cm, 15 str., 7 fot. 1 rys., 10 poz. bibl. — Opis szczegółowych konstrukcji, wyposażenia i regulacji tuneli kawitacyjnych 12 i 27 cali zainstalowanych w basenie D. W. Taylora. Oba tunele urządzone są jako całość instalacji posiadającej szereg wspólnych urządzeń, jak np. zbiornik odwadniający, pompy ciśnieniowe, stacja mocy i inne. System Ward-Leonarda zastosowany do regulacji szybkości wody i obrotów dynamometru. Pomiar momentu obrotowego przez pomiar reakcji statora silnika napędowego dynamometru, pomiar nacisku

na łożysku oporowym. Tunele posiadają po 2 stanowiska regulacyjne. Obserwacja optyczna oraz fotograficzna specjalnym aparatem filmowym o dużej szybkości zdjęć i światłem szybko-błyskowym. Dyskusja naświetla dodatkowo: wpływ jednolitości strumienia nie odpowiadającej rozkładowi strumienia nadążającego na wyniki badań śrub w tunelach. Umotywowanie budowy drugiego większego tunelu kawitacyjnego (27-calowego). Zagadnienie wału śrubowego i dławic na wale dynamometru.

7 * 629.128.5:532 C3-9.50

Saunders H. E., Hubbard C. W. (David W. Taylor Model Basin). **Wodny kanał obiegowy do badania modeli w basenie modelowym im. D. W. Taylora.** „The circulating water channel of the David W. Taylor Model Basin". Trans. Inst. Nav. Arch. and Mar. Eng. U.S.A., t. 52, roczn. 1944, s. 725, 27,5 × 20,5 cm, 40 str., 13 fot., 8 rys., 2 wykr., 26 poz. bibl. — Szczegółowy opis całego biegu studiów, projektowania i budowy wodnego kanału obiegowego do badań modeli okrętowych i innych. Krótka historia rozwoju urządzeń tego rodzaju, ich przeznaczenie, opis urządzeń istniejących. Założenia wstępne do projektowania, pierwszy projekt koncepcyjny, założenia hydrauliczne — wszystko podane w formie systematycznej i uporządkowanej. Szczegółowy opis rozwiązania hydraulicznego, mechanicznego i konstrukcyjnego całego urządzenia. Szczegóły konstrukcyjne i montażowe dotyczące dokładności wymiarów przewodów wodnych, konstrukcji ścian, kierownic i prostownic, zagadnienie malowania i konserwacji, konstrukcja okien obserwacyjnych, konstrukcja pomp śrubowych z nastawnymi skrzydłami Kaplana, osłony pomp i dyfuzorów, silniki napędowe pomp z regulacją szybkości wody, zagadnienia bezpieczeństwa personelu, wyposażenie kanału i inne. Bardzo obszerna dyskusja naświetla dodatkowo także inne zagadnienia projektu: spadek powierzchni wody w odcinku pomiarowym, zagadnienia wykorzystania kanału do najszerzej pojętych badań modelowych w dziedzinie napędu statków. Szczegóły konstrukcji pomp. Jednolitość szybkości strumienia w przekroju poprzecznym i wzdłuż kanału i inne.

Budownictwo okrętowe

8 * 629.12.011.21:674 C3-9.50

Terebienin B., inż.: **Słojowe drewno oraz metoda autoklawowego formowania w budownictwie okrętowym.** „Słoistaja drewiesina i metod awtoklawnogo formowania w sudostrojenji". Morsk. Fłot, Moskwa, nr 4, kw. 49, s. 18, 25 × 17 cm, 6,4 str., 5 fot., 2 rys., 1 tabl. — W artykule omawiane jest zastosowanie drewna zamiast żelaza w niektórych wypadkach, oraz podane są wzory obliczeń poszycia drewnianego pokładów. Wyszczególnione są ujemne strony konstrukcji drewnianych z drzewa klejonego. Opisanie metody autoklawowego formowania z powiększonym ciśnieniem klejonej dykty i klejonego drewna, oraz sposoby autoklawowego formowania całych łodzi.

9 * 629.122.3 C3-9.50

Bogdanow B., inż.: **O konstrukcji belek odbojowych przy morskich i redowych barkach i holownikach.** „O konstrukcji priwalnych brusiew morskich i rejdowych barż. i buksirow". Morsk. Fłot, Moskwa, nr 6. czerw. 49, s. 18, 25 × 17 cm, 4 str., 5 rys., 2 tabl. — Analizując wszystkie siły i ich kierunki działania na belki odbojowe barek i statków, autor podaje oparte na doświadczeniu i obserwacji wytyczne i wskazówki właściwego umieszczania belek odbojowych, ich kształtu, materiału i sposobu zamocowania.

DZIAŁ PORTÓW

Geo- i talasologia

10 * 627.223:534:532 C3-9.50

Barber N. F.: **Fale oceaniczne.** „Ocean waves and swell". Dock and Harbour Auth., nr 341, marz. 1949. s. 280. 31 × 25 cm, 1 str. — Reguły powstawania fal w zależności od wiatru dla mórz głębokich i płytkich w świetle najnowszych badań prowadzonych przez Wielką Brytanię i U.S.A. Określenie kierunku fali sztormowej na podstawie obserwacji fal martwych oraz za pomocą sejsmografów.

Budownictwo morskie i pogłębiarstwo

11 * 627.34:626 C3-9.50

Hosking J. B. O.: **Odbudowa pali drewnianych w porcie Melbourne.** „Timber pile renewals at the port of Melbourne". Dock and Harbour Auth. t. XXIX, nr 342. kw. 49, s. 323, 31 × 25 cm, 3 str., 4 fot. — Artykuł omawia sztukowanie pali drewnianych palami żelbetonowymi przy głębokim dnie mulistym. Łączenie pali drewnianych dla dużych głębokości za pomocą materiałów stalowych. Nośność pali sztukowanych. Oszczędności w kosztach na skutek użycia krótszych dłużyc. Urządzenie do obtaczania głów pali. Wykonanie pali o długości 120 stóp. Wbijanie pali składanych. Ucinanie zniszczonych pali pod wodą. Korozja metali w pobliżu dna.

12* 627.26:626 C3-9.50

Descans L., inż.: **Odbudowa mola w Zeebrugge.** „La reconstruction du mole a Zeebrugge". Księga Zjazd. I Międz. Zj. inż. Port. w Antwerpii, czerw. 1949, s. 36, 28 × 22 cm, 3 str., 5 rys. — Artykuł omawia prace związane z odbudową, zniszczonego wskutek działań wojennych, mola z masywów betonowych na skrzyniach w Zeebrugge, oraz robót czerpalnych i oczyszczających w terenie zaminowanym.

13 672 C3-9.50

Bieńkowski D., inż.: **Chromowanie dyfuzyjne.** „Diffuzjonnoje chromirowanie". Morsk. Fłot, Moskwa, nr 9, wrzes. 1949, s. 25, 25 × 17 cm, 4 str., 4 rys., 4 tabl. — Opis metod dyfuzyjnego chromowania stali w celu zapobieżenia korozji jej w wodzie morskiej oraz opis urządzeń potrzebnych do tego celu, zilustrowany wykresami i tablicami liczbowymi.

14 629.13 C3-9.50

Rudin S., inż.: **O zbliżeniu miejsca odkładu do toru wodnego.** „O pribliżenii swałok k kanału". Morsk. Fłot, Moskwa, nr 8. sierp. 1949, s. 15, 25 × 17 cm, 3 str., 1 rys., 1 tabl. — Przykład zmniejszenia kosztów transportu oraz zmniejszenie szybkości zamulania pewnego morskiego toru wodnego przez zbliżenie miejsca odkładu urobku do pogłębianego toru, jako wynik dokładniejszego poznania stosunków geo-hydrologicznych na tym odcinku. Analiza przyczyn otrzymanych wyników. Opisy sposobów wypełniania szaland oraz transportu urobku w zależności od stosunków geo-hydrologicznych na różnych odcinkach danego toru wodnego.

15 * 627.223:626:532 C3-9.50

Donovan Lee: **Badania na modelach portów i rzek pływowych.** „Hydraulic models of ports and tidal rivers". Dock and Harbour Auth. t. XXX, nr 344, czerw. 1949, s. 55, 31 × 25 cm, 4 str., 1 fot., 1 wykr. — Ogólny przegląd celów stawianych badaniom modelowym. Zasady badania na modelach obiektów pozostających pod działaniem grawitacji przy skali skażonej i nie skażonej. Zestawienie skal zastosowanych ostatnio w różnych laboratoriach. Wzory na średnią szybkość prądu w kanale wprowadzone przez instytucje badawcze W. Brytanii i U.S.A. i ich krytyka. Granica stosowalności reguły Stocksa. Pochylenie skarp pod wodą. Wpływ temperatury na lepkość.

Budownictwo portowe i lądowe

16* 627.66 C3-9.50

Ilinskij W., inż.: **Racjonalna metoda budowania profilowanych obiektów ziemnych.** „Racjonalnyj mietod stroitielstwa zjemlianych profilirowanych sooruženij". Morsk. Fłot, Moskwa, nr 2, luty 1949, s. 36, 35 × 17 cm, 2,7 str., 2 fot., 1 rys. — Opis metody nasypywania budowli ziemnych w drodze refulacji bez użycia urządzeń pomocniczych do utwierdzania gruntu. Metoda odcedzania wody z mieszanki podawanej przez pogłębiarkę i uzyskiwanie odkładu do 90% gruntu, co pozwala na samoczynne tworzenie się trwałej skarpy o nachyleniu 1:2.

17 621:625 C3-9.50

Dejnego inż.: **Maszyny do utwardzania gruntu.** „Maszyny dla upłotnienia grunta". Mechaniz. Stroit.. Moskwa, list. 1949, s. 4, 29 × 22 cm., 3 str. — Maszyny do utwardzania gruntu pod budowę dróg szosowych, kolejowych, instalacji hydrotechnicznych itp. Zasadniczym elementem maszyny jest płyta wibracyjna.

18 627.2/627.3 C3-9.50

Bonnal R.: **Port Conakry.** „Le port de Conakry". Travaux, Paris, luty 1950, s. 73, 31 × 24 cm., 4 str., 4 fot., 5 rys., 1 wykr. — Położenie geograficzne portu oraz jego naturalne warunki. Modernizacja portu. Znaczenie ekonomiczne portu dla zaplecza, jego rola w przyszłości. Przewidziane roboty: budowa magazynów, 300 m. nabrzeża dla rudy, dwóch nabrzeży z polerami dla statków dalekiej żeglugi, pogłębienie portu, budowa falochronu. Wnioski: rozbudowa portu musi nadążyć rozwojowi ekonomicznemu Gwinei.

Urządzenia przeładunkowe

19 627.352 C3-9.50

Skomorowski R.: **Modernizacja dźwigów portalowych.** „Modernizacja portalowych kranow". Morsk. Fłot, Moskwa, nr 8, sierp. 1949. s. 12, 25 × 17 cm, 3 str., 1 rys. — Krytyka amerykańskich dźwigów pracujących w Z.S.R.R. Opis projektów modernizacji tych dźwigów w celu ich przystosowania do miejscowych warunków pracy.

20 621 C3-9.50

Irusow inż.: **Dźwig T 73 o nośności 5 t.** „Wantowyj kran derrik-T73 gruzopodjomkostju 5 t.". Mech. Stroit. Moskwa, list. 1949, s. 14, 29 × 22 cm, 2 str. — Dźwig T 73 o nośności 5 t. Zasięg działania 360° przy promieniu 4 m do 22 m. Najwyższe wzniesienie haka wynosi 19,8 m. przy promieniu 4 m.

Na żądanie mogą być wykonane za zwrotem kosztów fotokopie publikacyj oznaczonych gwiazdką przy kolejnym numerze publikacji. Zapotrzebowania należy adresować: Główny Instytut Dokumentacji Naukowo-Technicznej, Warszawa, Al. Jerozolimskie 31, lub: Morski Instytut Techniczny, Ośrodek Dokumentacji Technicznej, Gdańsk, Al. Wojska Polskiego 13.

Czasopisma Techniczne NOT

Tytuł czasopisma	Prenumerata		Nr konta P.K.O.
	kwartalna	roczna	
Przegląd Techniczny	150.—	1.800.—	I—8503/113
Horyzonty Techniki	250.—	1.000.—	I—7417/112
Mechanik	400.	1.600.—	I—624
Przegląd Mechaniczny	600.—	2.400.—	I—4665
Przegląd Spawalnictwa	250.—	1.000.—	I—9437
Technika Lotnicza	150.—	600.—	I—8100
Przegląd Elektrotechniczny	300.—	1.200.—	I—4242/113
Wiadomości Elektrotechniczne	180.—	720.—	I—4242/113
Energetyka	450.—	1.800.—	I—15593
Przegląd Telekomunikacyjny	300.	1.200.—	I—4430
Wiadomości Telekomunikacyjne	150.—	600.—	I—4430
Przegląd Budowlany	675.—	2.700.	I—1022/110
Inżynieria i Budownictwo	1.000.—	3.500.—	I—1505/110
Przegląd Geodezyjny	360.—	1.440.—	I—130/110
Przemysł Chemiczny	500.—	2.000.—	I—4680/112
Przegląd Papierniczy	360.—	1.440.—	I—15595
Papiernik	150.—	600.—	I—15595
Gospodarka Wodna	300.—	1.200.—	I—1960/113
Gaz, Woda i Technika Sanitarna	400.—	1.600.—	I—1133/113
Technika Morza i Wybrzeża	600.—	2.400.—	XI—5508/112
Pzemysł Rolny i Spożywczy	250.—	1.000.—	I—4629/113
Gazeta Cukrownicza	600.—	2.400.—	I—1544
Przemysł Drzewny	400.—	1.200.—	I—16205
Szkło i Ceramika	450.	1.800.—	VII—731/114
Materiały Budowlane	400.—	1.500.—	I—8211